

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО  
УСТАТКУВАННЯ

Ч. II

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький державний технічний університет

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

## **Приводи автоматизованого устаткування**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Ч. II

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку 6.0902 – “Інженерна механіка” та спеціальностей інженерії: 7.090202 – “Технологія машинобудування”, 7.090203 – “Металорізальні верстати та системи”. Протокол №11 від 1 липня 2001 р.

Вінниця ВДТУ 2002

УДК 621.22

І 86

**Рецензенти:**

*В.Ф. Анісімов*, доктор технічних наук, професор

*А.Ф. Пономарчук*, доктор технічних наук, професор

*М.І. Іванов*, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Ученою радою Вінницького державного технічного університету Міністерства освіти і науки України

**Іскович-Лотоцький Р.Д., Севостьянов І.В.**

І 86 **Приводи автоматизованого устаткування.** Навчальний посібник. Ч. II. – Вінниця: ВДГУ, 2002. – 93 с.

В посібнику наведені загальні положення, розрахункові залежності та визначення гідравліки, відомості щодо фізико-механічних властивостей робочих рідин, які застосовуються в гідроприводах, а також класифікація основних елементів гідропривода (насоси і гідродвигуни, напрямна та контрольно-регулювальна гідроапаратура, допоміжні елементи) з детальним описом найбільш розповсюджених конструкцій та рівняннями для розрахунку основних конструктивних та робочих параметрів. Посібник розроблений у відповідності з планом кафедри та програм до дисциплін “Гідравліка та гідропневмопривод”, “Приводи автоматизованого устаткування” та “Приводи верстатів та роботів”.

УДК 621.22

© Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов, 2002

## Зміст

Вступ .....	4
1. Загальні положення .....	5
1.1. Основні фізико-механічні властивості робочих рідин .....	6
1.2. Робочі рідини, що застосовують в гідроприводах .....	11
1.3. Основні розрахункові залежності гідравліки .....	12
2. Насоси та гідродвигуни .....	19
2.1. Класифікація і принцип дії об'ємних гідромашин .....	19
2.2. Основні питання теорії об'ємних гідромашин .....	22
2.3. Насоси і гідромотори поршневих типів .....	29
2.3.1. Радіально-поршневі насоси .....	29
2.3.2. Високомоментні гідромотори .....	30
2.3.3. Аксиально-поршневі насоси і гідромотори .....	31
2.4. Пластинчасті насоси і гідромотори .....	33
2.5. Шестеренні насоси і гідромотори .....	35
2.6. Гвинтові насоси .....	37
2.7. Системи автоматичного регулювання основних робочих параметрів насосів .....	39
2.8. Об'ємні гідропередачі обертального руху .....	41
2.9. Гідроциліндри .....	43
2.10. Регулювання швидкості поршня гідроциліндра .....	47
2.10.1. Об'ємний спосіб регулювання швидкості .....	48
2.10.2. Дросельний спосіб регулювання швидкості .....	50
2.11. Поворотні гідродвигуни .....	53
3. Напрямна гідроапаратура .....	55
3.1. Золотникові розподільники .....	57
3.2. Плоскі розподільники .....	59
3.3. Кранові розподільники .....	60
3.4. Клапанні розподільники .....	61
3.5. Зворотні клапани .....	62
4. Контрольно-регулювальна гідроапаратура .....	63
4.1. Клапани тиску .....	63
4.2. Дроселі і регулятори витрат .....	68
4.3. Гідропанелі .....	72
5. Допоміжні елементи гідроприводів .....	75
5.1. Пристрої для очищення робочої рідини .....	75
5.2. Апарати і прилади для контролю тиску .....	79
5.3. Ущільнення .....	81
5.4. Трубопроводи .....	84
5.5. Гідробаки .....	86
5.6. Гідроакумулятори .....	87
Література .....	91

## Вступ

Навчальний посібник написаний у відповідності із навчальними програмами Вінницького державного технічного університету (ВДТУ), за якими здійснюється підготовка бакалаврів за спеціальністю 6.0902 – “Інженерна механіка” і інженерів за спеціальностями: 7.090202 – “Технологія машинобудування” і 7.090203 – “Металорізальні верстати та системи”. Матеріал книги охоплює основні розділи курсів дисциплін “Гідравліка та гідропневмопривод”, “Приводи автоматизованого устаткування” та “Приводи верстатів та роботів”.

Під гідроприводом розуміють сукупність пристроїв (в число яких входить один або декілька об’ємних гідродвигунів), призначену для приведення в рух механізмів і машин за допомогою робочої рідини під тиском. В якості робочої рідини у верстатних гідроприводах як правило використовуються мінеральне масло. Застосування гідроприводів у верстатобудівництві дозволяє спростити кінематику верстатів, знизити металоємність, підвищити точність, надійність і рівень автоматизації.

Найбільш ефективне використання гідропривода у верстатах зі зворотно-поступальним рухом робочих органів, у високоавтоматизованих багатоцільових верстатах, агрегатних верстатах і автоматичних лініях, гнучких виробничих системах. Гідроприводи використовуються в механізмах подачі, зміни інструмента, затискання, копіювальних супортах, пристроях для транспортування, зрівноваження, розвантаження, фіксації, усунення зазорів, перемикання зубчастих коліс, привода мастильних насосів, блокування, вилучення стружки, переміщення захисних засобів, повороту столів і револьверних головок, переміщення пінолей і т.п. Гідроприводами оснащуються більше третини промислових роботів, що випускаються в світі.

Посібник містить дві частини: II і III. В другій частині наведені загальні положення, розрахункові залежності та визначення гідравліки, відомості щодо фізико-механічних властивостей робочих рідин, які застосовуються в гідроприводах, а також класифікація основних елементів гідропривода (насоси і гідродвигуни, напрямна та контрольна-регулювальна гідроапаратура, допоміжні елементи) з детальним описом найбільш розповсюджених конструкцій та рівняннями для розрахунку основних конструктивних та робочих параметрів.

## 1. Загальні положення

Гідравлічні приводи, поряд з електромеханічними, електричними і пневматичними приводами, досить широко застосовуються в різноманітних машинах і мають істотні переваги перед останніми, особливо там, де вимагається подолати при невеликих габаритах великі робочі навантаження. Це пояснюється тим, що напруженість робочого середовища в гідравлічних приводах значно більша ніж аналогічний показник в промислових пневматичних приводах і електричних двигунах, в яких вона приблизно однакова. Гідравлічний привод у більшості випадків має більш низький ККД у порівнянні з електромеханічним приводом, і, як досить складний, вимагає більш кваліфікованого обслуговування. Втрати енергії в гідравлічному приводі пов'язані з витратами на подолання внутрішнього тертя і витоків робочої рідини через зазори та ущільнення. Застосування рідин з невеликою в'язкістю сприяє збільшенню витоків. Прагнення зменшити витки обумовлює необхідність ретельного пригону деталей гідравлічних машин та апаратів, що сполучаються. Все це відображується на вартості і трудомісткості виготовлення даних приводів. Мінеральні масла, що використовуються в якості робочих рідин є вогненебезпечними, а їх замітники мають гіршу мастильну спроможність. Часто некваліфіковане обслуговування і експлуатація гідроприводів призводять до забруднення навколишнього середовища. Гідравлічні приводи мають напруженість робочого середовища в напрямку передачі руху 6 - 100 МПа і допускають досить гнучке керування за рахунок регулювання потоку рідини гідравлічними пристроями, що мають різноманітне керування, в тому числі і електронне. Застосуванню гідравлічних автоматизованих приводів сприяють такі особливості гідравлічних систем: можливість досить просто здійснювати безступінчасте регулювання частоти обертання і швидкості переміщення виконавчих механізмів; місцезнаходження джерела енергії (насосної станції) в багатьох випадках не чинить істотного впливу на компоновання виконавчих механізмів обладнання; компактність і мала інерційність гідравлічного привода дозволяє легко і швидко змінювати напрямок руху виконавчого механізму (наприклад, реверс гідравлічного двигуна потужністю 3,75 кВт при частоті обертання 2500 об/хв може здійснюватись за 0,02 с [11]); використання нескладної гідравлічної і електронної апаратури дозволяє стабілізувати роботу привода незалежно від зміни навантаження і температури, а також захистити привод від поломки при перевантаженнях. Сучасна електронно-гідравлічна апаратура дозволяє легко керувати гідравлічним автоматизованим приводом за допомогою комп'ютерів; якщо в якості робочої рідини використовуються мінеральні масла, то деталі привода працюють в умовах хорошого змазування, що сприяє довговічності і надійності роботи автоматизованого привода. Гідравлічні автоматизовані системи з пристроями їх керування включають приводи всіх типів: механічні, електричні, електромагнітні, магнітні, гідравлічні, пневматичні. Таким чином, розробляючи гідравлічний автоматизований привод певного технологічно-

го обладнання, доводиться розв'язувати цілий ряд проектно-конструкторських задач.

### 1.1. Основні фізико-механічні властивості робочих рідин

Середовищем, яке передає енергію від одного перетворювача до іншого, в гідравлічних приводах є робоча рідина. Рідина - фізичне тіло, яке здатне під дією навіть малих сил змінювати свою форму, але, на відміну від газів, - зберігає при цьому практично незмінний об'єм. Таким чином, найбільш характерна властивість робочої рідини - текучість, обумовлена великою рухомістю її частинок. При розв'язанні ряду задач гідравліки, і, зокрема, в розрахунках об'ємного гідропривода, в першому наближенні приймають, що рідина нестислива і не розширюється під дією зовнішніх факторів, в неї немає сил внутрішнього тертя. Рідина наділена такими властивостями, називається *ідеальною*. Але в уточнених розрахунках гідросистем слід враховувати реальні фізико-механічні властивості рідин, що застосовуються - густину, в'язкість, теплопровідність та теплоємність, стисливість і т.п.

**Густина рідини.** Густиною  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, назвають масу  $m$ , кг, одиниці об'єму  $V$ , м<sup>3</sup>, рідини. Для однорідної рідини

$$\rho = m/V. \quad (1.1)$$

Характеризуючи рідину, інколи застосовують поняття *титома вага*  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>, під якою розуміють вагу  $G$ , Н, одиниці об'єму  $V$ , м<sup>3</sup>, рідини:

$$\gamma = G/V. \quad (1.2)$$

**В'язкість рідини.** Під час руху реальної рідини різні шари її потоку мають різні швидкості переміщення. В 1686 р. Ньютон виказав припущення, що різниця у швидкостях переміщення шарів рідини викликана наявністю між ними сил  $F$  внутрішнього тертя, які прямо пропорційні швидкості відносного руху шарів і площі контакту  $S$ :

$$F = \mu_d S (du/dy), \quad (1.3)$$

де  $\mu_d$  - динамічна в'язкість (коефіцієнт в'язкості);  $du$  - різниця швидкості руху сусідніх шарів рідини у випадку припущення, що шари мають нескінченно малу товщину;  $dy$  - відстань між осями сусідніх шарів рідини.

З (1.3) можемо знайти вираз для *динамічної в'язкості*  $\mu_d$ , Па·с:

$$\mu_d = F/S (du/dy). \quad (1.4)$$

Таким чином, динамічна в'язкість дорівнює силі тертя, яка приходить на одиницю поверхні шарів рідини, що контактують, і градієнт швидкості яких дорівнює одиниці.

Відношення динамічної в'язкості  $\mu_d$  до густини  $\rho$  рідини назвають *кінематичною в'язкістю*  $\nu$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ :

$$\nu = \mu_d / \rho. \quad (1.5)$$

Величина в'язкості, яка дорівнює  $1 \text{ см}^2/\text{с}$ , назвається *стоксом* (ст). В технічній практиці розповсюджені *сантістокси* (сст),  $1 \text{ сст} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

**Вплив температури і тиску на характеристики робочої рідини.** В процесі експлуатації гідросистем рідина піддається впливу нагрівання і охолодження, перемінних тисків. Це суттєво змінює її характеристики.

*Вплив температури.* Підвищення температури збільшує об'єм більшості робочих рідин. Дана залежність характеризується *температурним коефіцієнтом об'ємного розширення*  $\beta_T$ , що дорівнює відношенню відносної зміни визначеного об'єму до зміни температури  $T$  при постійному тиску

$$\beta_T = ((V_0 - V_1) / V_0) / (T_0 - T_1) = (\Delta V / V_0) / \Delta T,$$

де  $V_0$  і  $V_1$  – відповідно початковий об'єм і об'єм при підвищенні температури;  $T_0$  і  $T_1$  – початкова і кінцева температури рідини;  $\Delta T$  – збільшення температури. З останньої формули можна знайти збільшення об'єму  $\Delta V$  і новий об'єм, який займає рідина  $V_1$

$$\Delta V = \beta_T \Delta T V_0; \quad (1.6)$$

$$V_1 = V_0 + \Delta V = V_0 (1 + \beta_T \Delta T). \quad (1.7)$$

Оскільки густина рідини визначається об'ємом, який вона займає, вплив температури на дану характеристику може бути знайдено як

$$\rho_1 = \rho_0 / (1 + \beta_T \Delta T), \quad (1.8)$$

де  $\rho_0$  і  $\rho_1$  – початкова і вимірена при зміні температури густина рідини.

Практика показує, що температурний коефіцієнт об'ємного розширення  $\beta_T$  залежить від природи рідини і її вихідної густини. Дані залежності наводяться у літературі [1, 2]. Для мінеральних масел в діапазоні тисків  $0 \dots 15 \text{ МПа}$  приймають  $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$ .

З підвищенням температури рідини зменшується в'язкість краплинних рідин. Звичайно дана залежність виражається емпіричними формулами,



використовуючи які, можна отримати близьки до експериментальних значення коефіцієнтів в'язкості. Так, зміну динамічної в'язкості при підвищенні температури рідини від  $T_0$  до  $T_1$  можна обчислити за формулою [3]

$$\mu_{T1} = \mu_{T0} e^{-n(T_1 - T_0)}, \quad (1.9)$$

де  $\mu_{T1}$ ,  $\mu_{T0}$  - динамічна в'язкість при температурах  $T_0$  і  $T_1$ ;  $n$  - коефіцієнт, значення якого для масел змінюється в межах 0,02 . . . 0,03 [1];  $e$  - основа натуральних логарифмів.

*Вплив тиску.* Реальні робочі рідини (краплинні) на відміну від «ідеальних» з підвищенням тиску зменшують початкові об'єми. Для гідроприводів, у більшості випадків, ефект стисливості рідини - явище, як правило, негативне, оскільки не дозволяє реально використовувати енергію, яка витрачена на її стискання. Стисливість рідини характеризується *коефіцієнтом об'ємного стискання*  $\beta_p$ , рівного відношенню відносної зміни її об'єму до зміни тиску при постійній температурі:

$$\beta_p = (V_0 - V_1) / V_0 \Delta p = \Delta V / V_0 \Delta p, \quad (1.10)$$

де  $V_0$  - початковий об'єм рідини;  $V_1$  - об'єм, який займає рідина при зміні тиску на  $\Delta p$ .

Із залежності (1.10), приймаючи  $\beta_p$  постійним

$$V_1 = V_0 (1 - \beta_p \Delta p). \quad (1.11)$$

З врахуванням рівності (1.1) знаходимо наближене значення густини при зміні тиску на  $\Delta p$  [4]:

$$\rho_1 = \rho_0 (1 - \beta_p \Delta p), \quad (1.12)$$

де  $\rho_0$  - початкова густина рідини;  $\rho_1$  - густина рідини при зміні тиску на  $\Delta p$ .

Величину  $E_p$ , обернену коефіцієнту об'ємного стискання, називають *об'ємним модулем пружності рідини*:

$$E_p = 1 / \beta_p = V_0 \Delta p / \Delta V. \quad (1.13)$$

Оскільки в гідроприводах теплові процеси протікають значно повільніше, ніж процеси зміни тисків, то під об'ємним модулем пружності, як правило, розуміють *адіабатичний модуль пружності*. Значення його визначають експериментально, вимірюючи швидкість  $v_s$  розповсюдження звукової хвилі в даній рідині із густиною  $\rho$ . Оскільки [4, 3]

$$v_3 = (E_p / \rho)^{1/2}, \quad (1.14)$$

то

$$E_p = \rho v_3^2. \quad (1.15)$$

У загальному випадку для малов'язких рідин об'ємний модуль пружності  $E_p$  при атмосферному тиску і температурі 20 °С складає до 135 МПа, в'язких - 170 МПа. Підраховують в'язкість робочої рідини в залежності від тиску за допомогою емпіричної формули [4]

$$\mu_{д1} = \mu_{д0} e^{k(p_1 - p_0)}, \quad (1.16)$$

де  $\mu_{д1}$ ,  $\mu_{д0}$  - в'язкості при тисках  $p_1$  і  $p_0$ ;  $k$  - коефіцієнт, значення якого для мінеральних масел змінюється в межах 0,02 - 0,03 (нижня межа відповідає високим температурам, а верхня - низьким).

**Гази в рідинах. Кавітація.** Робочі рідини, які застосовують в гідравлічному приводі мають здібність розчиняти у собі гази, в тому числі і повітря. Об'єм газу, який може розчинитись у рідині залежить від тиску, що діє на газорідинне середовище [1, 4]

$$V_{п} = n_{п} V (p_0 / p_1), \quad (1.17)$$

де  $V_{п}$  - об'єм розчиненого газу (повітря) при атмосферному тиску і нульовій температурі;  $V$  - об'єм рідини;  $p_0$ ,  $p_1$  - початковий і кінцевий тиск в середовищі;  $n_{п}$  - коефіцієнт розчиненості повітря (газу), який знаходиться в контакті з рідиною.

Явище, пов'язане з виділенням газу (пари) з рідини в зонах низького тиску з подальшим руйнуванням (конденсацією) даних пухирців при підвищенні тиску, тобто утворення в рідині порожнин з газом (парою) називають *кавітацією*. Кавітаційні явища, які характеризуються гідравлічними мікроударами і локальними підвищеннями температури стають причиною руйнування елементів гідроагрегатів, що носять форму ерозійних раковин на поверхнях трубопроводів і інших приладів гідравлічних систем.

**Теплоємність і теплопровідність рідин.** Робочі рідини характеризуються питомою теплоємністю і теплопровідністю, які визначають інтенсивність процесу поглинання і відведення від них надлишкового тепла.

В практиці розрахунків гідравлічних систем найчастіше застосовують *питому теплоємність*  $c$ , за допомогою якої визначають кількість теплоти, що витрачається на нагрівання на 1 °С одного кілограма рідини. Для робочих рідин, що застосовуються в гідросистемах верстатів [1]

$$c = (2,1 \dots 2,9) 10^3 \text{ Дж / (кг К)}. \quad (1.18)$$

Під теплопровідністю розуміють процес перенесення енергії теплового руху частинок від більш нагрітих частин тіла (рідини) до менш нагрітих, внаслідок чого температура всієї маси тіла вирівнюється. Швидкість передачі тепла в середині тіла характеризується *коефіцієнтом теплопровідності*  $\lambda$ , значення якого для мінеральних масел може бути обчислено за емпіричною формулою [1, 4]

$$\lambda = a [1 + 0,012 (T - 273,16)], \text{ Вт/(м К)}, \quad (1.19)$$

де  $a$  - коефіцієнт, який залежить від сорта масла,  $a = 1,13 \dots 1,26$ ;  $T$  - температура масла, К.

**Тепловий розрахунок гідросистем.** Розраховуючи тепловий баланс систем, користуються параметром, який відображає потужність теплового випромінювання одиниці поверхні нагрітого тіла. Даний параметр  $\xi$  носить назву *коефіцієнта теплопередачі*. В наближених розрахунках гідросистем з врахуванням участі в теплопередачі матеріалів деталей гідроагрегатів приймають [4]

$$\xi \leq 17,22 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}. \quad (1.20)$$

В практиці джерелами теплоти, що передається рідині гідравлічної системи, є втрати енергії в механізмах і приладах від тертя, дроселювання і подолання місцевих опорів на шляху потоків рідини. Якщо прийняти, що вся потужність, яка витрачається в гідросистемі йде на нагрівання рідини, деталей гідроагрегатів та подальше випромінювання тепла у навколишній простір, то тепловий баланс системи можна записати у вигляді

$$A dt = \sum c_i m_i g (T_2 - T_1) + \sum \xi_i F (T_2 - T_1) dt, \quad (1.21)$$

де  $A$  - втрати енергії в системі;  $A = \Delta N dt$ ;  $\Delta N = N_{\text{вх}} (1 - \eta)$  - втрати потужності в системі;  $N_{\text{вх}}$  - потужність, підведена до системи;  $\eta$  - ККД системи;  $c_i$  - питомі теплоємності рідини і матеріалів деталей системи;  $m_i$  - маса рідини і деталей гідроагрегатів;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $\xi_i$  - коефіцієнти теплопередачі рідини і матеріалів гідроагрегатів;  $F$  - площа тепловіддачі;  $T_1$  - температура середовища, навколо гідросистеми;  $T_2$  - максимальна температура, до якої нагрівається рідина внаслідок невірних втрат в системі;  $dt$  - проміжок часу, впродовж якого досліджується тепловий баланс системи.

Впродовж деякого часу рідина і гідроагрегати, що контактують з нею нагріються до температури  $T_2$  і вся енергія, яка витрачається в гідросистемі, буде витрачатись тільки на теплове випромінювання. Тоді

$$A dt = \sum \xi_i F (T_2 - T_1) dt. \quad (1.22)$$

Отже, максимальна стійка температура  $T_2$ , до якої нагріється рідина

$$T_2 = A / \sum \xi_i F + T_1. \quad (1.23)$$

Для наближених розрахунків, враховуючи, що в гідросистемі для рідини є окремий резервуар місткістю  $V$ , стійку температуру рідини можна знайти за допомогою залежності [4]

$$T_2 = T_1 + A / V^{2/3}. \quad (1.24)$$

З (1.24) визначають і місткість резервуара, якщо відомо граничне значення  $T_2$  нагріву рідини

$$V = [A / (T_2 - T_1)]^{3/2}. \quad (1.25)$$

Якщо резервуаром служать ємності гідрофікованих машин, то їх місткість, обчислена за (1.25) може бути зменшена на 15... 20%, оскільки в теплопередачі беруть участь великі маси металу [5]. В практиці верстатобудівництва максимальні температури нагрівання робочих рідин допускаються не вище 70 °C [6].

## 1.2. Робочі рідини, що застосовують в гідроприводах

Рідина в гідроприводах виконує функцію не тільки енергоносія. Вона повинна також: ефективно змащувати поверхні тертя, захищати деталі гідравлічних агрегатів від корозії (і, тим більше, не робити руйнівного впливу на них), бути нетоксичною, пожежо- і вибухобезпечною, дешевою. Крім того, бути нейтральною до матеріалів, що застосовуються, зокрема до гумових ущільнень, в незначній мірі адсорбувати повітря; мати високий модуль об'ємної пружності, високі коефіцієнти теплопровідності і питомої теплоємності і малий коефіцієнт теплового розширення; високі ізолюючі і діелектричні властивості. Рідина і продукти її розкладу не повинні бути токсичними.

Важливими параметрами характеристики рідини є температура застигання та спалаху. *Температурою застигання*  $t_s$  (°C) називається температура, при якій робоча рідина загустіває настільки, що при нахиленні пробірки на 45° її рівень впродовж 1 хв залишається нерухомим. *Температура спалаху*  $t_{сп}$  (°C) - температура, при якій пари робочої рідини у випадку нагрівання у відкритому тиглі утворюють з повітрям суміш, яка займається при піднесенні до неї полум'я.

Стабільність хімічного складу рідини характеризується постійністю вмісту водорозчинених кислот, опадів, відповідним кислотним числом. Під *кислотним числом* розуміють кількість КОН (їдкого калі) в міліграмах, яка необхідна для нейтралізації вільних кислот в 1 г робочої рідини.

В'язкісно-температурні властивості робочих рідин у порівнянні з аналогічними властивостями масел, прийнятих за еталон, оцінюють за допомогою *індекса в'язкості (ІВ)*, що приводиться в регламентах всіх сучасних масел. Масла з високим значенням **ІВ** менше змінюють свою в'язкість зі зростанням температури.

В гідросистемах машин звичайно застосовують спеціальні рідини мінерального походження з діапазоном в'язкості при 50 °С приблизно 10 - 175 сст. Мінеральні масла, які застосовуються в якості робочих рідин гідросистем, відрізняються від мінеральних мастил тим, що вони містять присадки, які надають їм специфічні властивості, відсутні у мастил.

У відповідності з РТМ2 ГОО-4 - 81 робоча рідина підлягає заміні при виході хоча б одного з наступних показників за вказані межі: в'язкість змінилась більше ніж на  $\pm 20\%$ ; вміст води більше 0,2%; клас чистоти рідини не відповідає вказаному у підручнику з експлуатації і не забезпечується очищенням станціями обслуговування гідросистем; кислотне число збільшилось більше ніж на 30%.

### 1.3. Основні розрахункові залежності гідравліки

Ділянку трубопроводу, яка з'єднує насос з резервуаром (баком), прийнято називати всмоктувальною магістраллю (лінією); ділянку трубопроводу, по якій рідина від насоса подається до гідравлічного двигуна, - напірною (робочою), ділянку, по якій рідина відводиться з неробочої порожнини гідравлічного двигуна в резервуар, - зливною магістраллю. До напірних магістралей відносяться також всі трубопроводи, що знаходяться під робочим тиском.

**Основні поняття і припущення прийняті в гідравліці.** Вважається, що рідина є *суцільним середовищем*, яке складається з безмежно великого числа частинок нескінченно малих об'ємів нескінченно малої маси. Кожна частинка рідини характеризується густиною  $\rho$ , місцевою швидкістю  $u$  і гідродинамічним тиском  $p$ . У першому наближенні *густини*  $\rho$  частинок рідини приймають однаковими і постійними. *Місцевою швидкістю*  $u$  називають швидкість руху частинки рідини в обраній точці простору в даний момент часу. В загальному вигляді

$$u = \phi_1(x, y, z, t). \quad (1.26)$$

*Гідродинамічним тиском*  $p$  називають тиск в елементарному об'ємі частинки рідини при її русі у просторі. За аналогією з місцевою швидкістю,

$$p = \phi_2(x, y, z, t). \quad (1.27)$$

Якщо місцева швидкість частинок рідини і гідродинамічний тиск в їх об'ємах залежать від місця розташування в просторі, але не змінюються з ча-

сом, то такий рух рідини називають *сталим* або *стаціонарним*. При сталому русі

$$\mathbf{u} = \phi_1(x, y, z, t); \quad (1.28)$$

$$p = \phi_2(x, y, z, t). \quad (1.29)$$

*Несталим* або *нестаціонарним* рухом називають такий її рух, при якому місцеві швидкості частинок рідини і гідродинамічний тиск в їх об'ємах залежать як від місця розташування цих частинок, так і від часу. Таким чином, функціональні залежності (1.28) і (1.29) характеризують несталий рух рідини. Рух, при якому рідина не має вільної поверхні, називають *напірним потоком*. При цьому рідина заповнює весь поперечний переріз каналу (труби) і переміщується під дією різниці тисків по довжині каналу. Рух рідини при наявності відкритої, вільної поверхні, в точках якого гідродинамічний тиск дорівнює атмосферному, називають *безнапірним*. *Потоком* називається маса рідини кінцевих розмірів, яка протікає в одному, головному напрямку. Основні параметри потоку: живий переріз  $S$ , периметр, що змочується  $\chi$ , гідравлічний радіус  $R$ , витрати рідини  $Q$  і середня швидкість  $v$ . *Живим перерізом* або просто *перерізом* називають поверхню поперечного перерізу потоку, в кожній точці якого вектор швидкості руху частинки рідини є нормальним до січної площини. *Периметр, що змочується* - довжина контуру живого перерізу потоку, по якому рідина контактує з твердими стінками труби (каналу). В периметр, що змочується не входить частина контуру живого перерізу, яка контактує з атмосферою. Так, периметр труби, що змочується діаметром  $d$ , заповнений рідиною по живому перерізу повністю,  $\chi = \pi d$ , а цієї ж самої труби, заповненої тільки наполовину перерізу  $\chi = \pi d/2$ . *Гідравлічним радіусом* називають відношення площі живого перерізу потоку до його периметра, що змочується  $R = S/\chi$ . Для круглої труби, повністю заповненою рідиною, гідравлічний радіус  $R = \pi d^2/4 \pi d = d/4$ . Під *витратами* розуміють об'єм рідини, яка протікає в одиницю часу через живий переріз потоку. Оскільки елементарні струмки рідини, що складають потік, мають різні швидкості руху, то витрати потоку можна підрахувати як суму витрат струмків:

$$Q = \int_S \mathbf{u} dS,$$

де  $dS$  і  $\mathbf{u}$  - відповідно площа перерізу струмка і швидкість руху частинок рідини в цьому перерізі. Звичайно для визначення витрат використовують поняття середня швидкість потоку  $v$ , значення якої знаходять

$$v = Q/S. \quad (1.30)$$

Прийнято називати *потік* рідини *нерозривним*, якщо в потоці немає розривів її маси. Виділимо в нерозривному потоці (рис. 1.1), що протікає між твердими недеформованими стінками, декілька живих перерізів: 1 - 1, 2 - 2, ..., n - n. Позначимо витрати рідини через дані перерізи як  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ . Основуючись на відомому законі збереження кількості речовини і застосовуючи його до нерозривного потоку рідини, отримуємо

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = \text{const}, \quad (1.31)$$

або

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_n S_n = \text{const}; \quad (1.32)$$

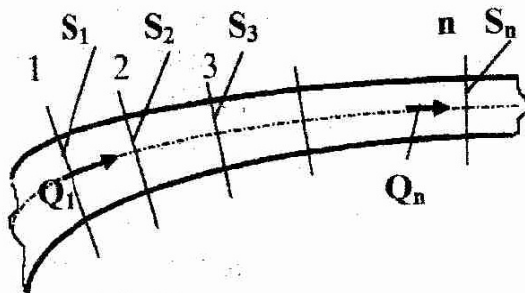


Рис. 1.1. Схема визначення умов нерозривності потоку рідини

$$v_1 / v_2 = S_2 / S_1; \quad v_2 / v_3 = S_3 / S_2;$$

$$v_{(n-1)} / v_n = S_n / S_{(n-1)}, \quad (1.33)$$

де  $v_1, v_2, \dots, v_n$  - середні швидкості рідини в живих перерізах площинами  $S_1, S_2, S_n$ .

Рівність (1.31) носить назву *рівняння нерозривності потоку*.

**Питома енергія потоку рідини. Рівняння Бернуллі.** Процес

переміщення рідини по каналах трубопроводу супроводжується, як показує досвід, зміною виду енергії, носіями якої є частинки рідини, а також втратами частини енергії на подолання опору переміщенню [3, 8]. Виділимо в перерізі потоку рідини частинку масою  $m$  (рис. 1.2). Визначимо енергію даної частинки по відношенню до горизонтальної площини (0 - 0), яку називають *площиною порівняння*. Кінетична енергія (швидкісний напір) частинки

$$E_k = \alpha m v^2 / 2, \quad (1.34)$$

де  $v$  - середня швидкість рідини в живому перерізі;  $\alpha$  - коефіцієнт Каріоліса (безрозмірна величина), що враховує нерівномірність швидкості плинину рідини в перерізі. Для труб і інших закритих каналів  $\alpha = 1,05 \dots 1,1$ . В наближених розрахунках приймають  $\alpha = 1$ .

Потенційна енергія частинки рідини, що розглядається, може бути знайдена як сума енергії положення (геометричного напору)

$$E_n = m g z \quad (1.35)$$

і енергії тиску (п'єзометричного напору) в перерізі

$$E_T = m (p / \rho), \quad (1.36)$$

де  $p$  - тиск в перерізі;  $\rho$  - густина рідини.

Повний запас енергії частинки рідини визначається як сума

$$E = m g z + m (p / \rho) + \alpha m v^2 / 2. \quad (1.37)$$

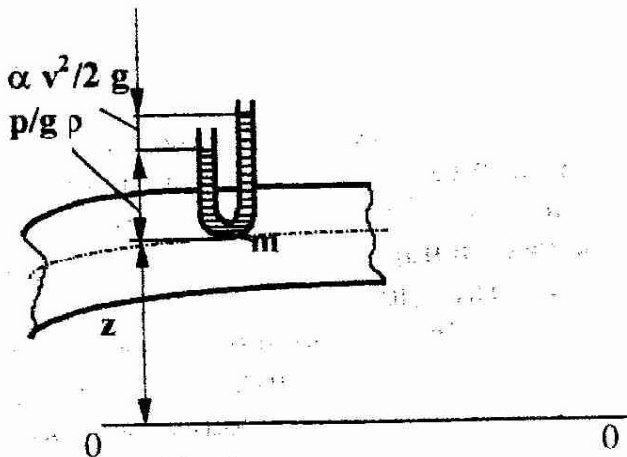


Рис. 1.2. Схема визначення енергії рідини

В гідравліці визначають не всю енергію потоку, а його так звану питому енергію, що зручно при проведенні розрахунків. Під *питомою енергією*  $e$  розуміють енергію, яка приходить на одиницю ваги рідини:

$$e = z + p/g\rho + \alpha v^2/2g. \quad (1.38)$$

Не важко помітити, що питома енергія і її складові мають розмірність довжини.

Вираз (1.38), який характеризує питому енергію потоку в даному живому перерізі, визначає *гідродинамічний напір*. Наведені міркування справедливі для ідеальної рідини. При русі такої рідини, внаслідок відсутності сил тертя питома енергія потоку (гідродинамічний напір) в будь-яких порівнюваних перерізах будуть однаковими:

$$z_1 + p_1 / g \rho + \alpha_1 v_1^2 / 2 g = z_2 + p_2 / g \rho + \alpha_2 v_2^2 / 2 g = \text{const}. \quad (1.39)$$

Рівняння (1.39) є *рівнянням Бернуллі для ідеальної рідини* [8, 9]. Оскільки в практиці вивчаються потоки реальної рідини, при переміщенні якої частина енергії втрачається через наявність сил тертя між її частинками і стінками каналу, то *рівняння Бернуллі для в'язкої рідини* буде мати вигляд

$$z_1 + p_1 / g \rho + \alpha_1 v_1^2 / 2 g = z_2 + p_2 / g \rho + \alpha_2 v_2^2 / 2 g + h_{1-2}. \quad (1.40)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  - коефіцієнти Каріоліса для відповідних перерізів;  $h_{1-2}$  - втрати гідродинамічного напору на ділянці між перерізами 1 - 1 і 2 - 2 (рис. 1.1).

**Режими руху рідини. Число Рейнольдса** [9]. Дослідженнями і практичними спостереженнями установлені два режими плинну рідини в каналах, які відрізняються один від одного - *ламінальний* і *турбулентний*. Для визначення виду режиму користуються *числом Рейнольдса Re*. Основні параметри, які визначають режим, - це середня швидкість руху рі-



дини, її в'язкість і живий переріз каналу. Так, для рідини, яка протікає по каналу деякого поперечного перерізу, число Рейнольдса можна знайти

$$Re = v R/\nu, \quad (1.41)$$

де  $R$  - гідравлічний радіус каналу;  $\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини. При русі рідини по круглому трубопроводу

$$Re = v d/\nu, \quad (1.42)$$

де  $d$  - діаметр внутрішнього каналу труби. Установлено, що при  $Re < 2300$  в трубі з гладкими стінками відбувається стійкий ламінарний рух.

В гідравлічних приводах намагаються забезпечити ламінарний рух рідини в каналах, оскільки такий режим менше впливає на втрати напору при переміщенні рідини від одного агрегату до іншого. Виходячи з цього визначають критичне число Рейнольдса  $Re_{кр}$  і критичну середню швидкість руху рідини  $v_{кр}$ . Під критичним числом Рейнольдса розуміють таке його значення, при якому ламінарний режим течії переходить в турбулентний і навпаки. Критичну середню швидкість  $v_{кр}$  знаходять за формулою

$$v_{кр} = Re_{кр} \nu / d. \quad (1.43)$$

При ламінарному режимі рідина тече по трубі концентричними шарами. Шар, що безпосередньо примикає до стінки труби має нульову швидкість. З віддаленням від стінок швидкість руху шарів рідини зростає і досягає максимального значення на осі труби. Швидкість руху  $u$  частинок рідини при турбулентному режимі розподіляється по перерізу рівномірніше, ніж при ламінарному режимі. Її значення [3]

$$u = (0,75 \dots 0,9) v, \quad (1.44)$$

де  $v$  - середня швидкість потоку. Установлено також, що пристіночний шар рідини при турбулентному потоці рухається у ламінарному режимі. Даний шар називають *ламінарною плівкою* або *в'язким підшаром*. Експериментально доведено і вплив режиму плинину рідини на втрати по довжині трубопроводу. При ламінарному режимі ці втрати прямо пропорційні першому степеню середньої швидкості руху потоку, а при турбулентному - приблизно другому степеню.

**Втрати гідравлічного напору.** Розрізняють два види втрат гідравлічного напору потоку рухомої рідини - втрати по довжині трубопроводу і місцеві втрати. Причиною втрат по довжині трубопроводів є тертя в шарах в'язких рідин, а також тертя рідини об стінки каналів. При цьому втрати напору розподіляються рівномірно по всьому каналу і збільшуються прямо пропорційно його довжині. Місцеві втрати напору виникають в місцях

раптової різкої зміни конфігурації живого перерізу потоку, швидкості і напрямку руху рідини. Дані втрати, як правило, супроводжуються ударними явищами і, на відміну від втрат по довжині, збільшуються стрибкоподібно на малій довжині потоку. Втрати енергії напору по довжині  $l$  в круглих трубах знаходяться в загальному випадку за формулою Дарсі-Вейсбаха [3]:

$$h_l = \lambda (l/d) (v^2 / 2g), \quad (1.45)$$

де  $\lambda$  - гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі), який залежить від в'язкості рідини, турбулентних пульсацій швидкості, відносної шорсткості каналів трубопроводів:

$$\lambda = \phi [\text{Re}, (\Delta/d)], \quad (1.46)$$

де  $\Delta$  - абсолютна висота виступів нерівностей каналу. Прийнято вважати трубу гідравлічно гладкою, якщо нерівності її каналу знаходяться в межах ламінарної плівки турбулентного потоку рідини [1], що має місце при відносній шорсткості

$$\Delta/d < 17,85 \text{Re}^{-0,875} \quad (1.47)$$

Для ламінарного режиму коефіцієнт Дарсі обчислюють як [1, 4]

$$\lambda = 64 / \text{Re}. \quad (1.48)$$

Однак знайдений за (1.48) коефіцієнт  $\lambda$  має суто теоретичне значення, оскільки не враховує викривлень каналу трубопровода - хвилястостей, звужень і т.д. Тому коефіцієнт Дарсі при ламінарному русі для реальних трубопроводів знаходять за емпіричною формулою [3]

$$\lambda = 75 / \text{Re}. \quad (1.49)$$

При турбулентному плину рідини коефіцієнт Дарсі обчислюється за емпіричними залежностями [10]. Так, для гідравлічно гладких труб

$$\lambda = 0,316 / \text{Re}^{-0,25}, \quad (1.50)$$

для шорстких труб

$$\lambda = 0,06 (\Delta/d)^{0,314}, \quad (1.51)$$

для гофрованих металевих рукавів

$$\lambda = 0,6 \operatorname{Re}^{-0,25} \quad (1.52)$$

Рух рідини через місцеві опори супроводжується впливом на її потік значного числа фізичних факторів. Тому отримати універсальну залежність втрат напору в місцевих опорах не представляється можливим, їх величину знаходять наближено за емпіричною формулою [8]

$$h_m = \xi (v^2 / 2g), \quad (1.53)$$

де  $v$  - середня швидкість руху рідини безпосередньо в місці знаходження опору;  $\xi$  - коефіцієнт місцевих втрат напору. Значення коефіцієнтів  $\xi$  для опорів, що найчастіше зустрічаються в практиці такі: 0,5 - для входу в трубу з гострими кромками; 0,06 . . . 0,1 - для входу в трубу із закругленою кромкою;  $(1 - D^2 / d^2)^2$  - для раптового розширення трубопроводу,  $D$  і  $d$  - внутрішні діаметри труб більшого і меншого поперечних перерізів;  $0,5 (1 - D^2 / d^2)^2$  - для раптового звуження трубопроводу; 1 . . . 2 - при повороті трубопроводу на  $90^\circ$ ; 3 - для гідроклапанів.

## 2. Насоси та гідродвигуни

### 2.1. Класифікація і принцип дії об'ємних гідромашин

*Насосом* називають гідромашину для перетворення механічної енергії в енергію потоку робочої рідини. *Гідродвигун*, навпаки, перетворює енергію потоку робочої рідини в механічну роботу. В об'ємній гідромашині робочий процес оснований на періодичній зміні об'єму камер, які займає робоча рідина (так званих «робочих камер») і поперемінному з'єднанні цих камер з вхідною і вихідною гідролініями (гідромагістралями). Причому вхідною гідролінією для об'ємного насоса буде всмоктувальна, а вихідною - нагнітальна (напірна) гідролінія, яка завжди знаходиться під надлишковим тиском робочої рідини. Для гідродвигуна вхідною гідролінією є напірна, а вихідною - зливна. Гідродвигуни можна розділити на три групи - гідромотори, гідроциліндри і неповноповоротні гідродвигуни. В *гідромоторах* ведена ланка - вал - здійснює необмежений обертальний рух, в *неповноповоротних гідродвигунах* - обмежений зворотно-поворотний, а в *гідроциліндрах* ведена ланка - шток або плунжер, - переміщуються зворотно-поступально. Об'ємні насоси і гідромотори (об'ємні гідромашини) бувають двох типів - роторні і безроторні. В *роторній гідромашині* рухомі елементи, які утворюють робочі камери, здійснюють необмежений обертальний або обертальний і зворотно-поступальний рухи. В *безроторних гідромашинах* дані елементи переміщуються тільки зворотно-поступально. В залежності від форми робочих камер розрізняють поршневі, шиберні (пластинчасті) і зубчасті об'ємні гідромашини. В *поршневих машинах* (роторних і безроторних) робочі камери утворені поверхнями поршнів і циліндрів. В *радіально-поршневій гідромашині* вісь поршня перпендикулярна до осі блока циліндрів або складає з нею кут більший  $45^\circ$ . Осі поршнів *аксіально-поршневих машин* паралельні осі блока циліндрів або складають з нею кути не більші  $45^\circ$ . Розрізняють *аксіально-поршневі машини з нахиленим диском* і *з нахиленим блоком*. В перших блок циліндрів і вал розташовані на одній осі, а в других осі даних деталей розташовуються під гострим кутом. *Шиберною* називають машину з робочими камерами, обмеженими робочими поверхнями ротора, корпусу і шиберів, що здійснюють зворотно-поступальний або зворотно-обертальний рух. У пластинчастої гідромашини шибери виконані у вигляді пластинок, що здійснюють зворотно-поступальний рух. В роторно-обертальній гідромашині деталі, що утворюють робочу камеру, виконують тільки обертальний рух. Роторно-обертальні машини бувають зубчастими і гвинтовими. В *зубчастій гідромашині* робоча рідина рухається в площині, перпендикулярній до осі обертання деталей, що утворюють робочу камеру, а в *гвинтовій машині* - уздовж цієї осі. Зубчаста машина з робочими органами у вигляді шестерен, що забезпечують геометричне замикання робочих камер і передають обертальний момент, називається *шестеренною гідромашиною*.

**Принцип дії об'ємного насоса** розглянемо на прикладі однопоршневої машини з клапанним розподіленням рідини (рис. 2.1). Ексцентрик 1

обертається від приводного двигуна (не показаний). Поршень 2 пружиною 8 постійно підтискається до ексцентрика. При повороті ексцентрика з вихідного положення, показаного на рисунку, поршень 2 переміщується праворуч, в результаті чого в робочій камері 3 тиск понижується. Під дією перепаду тисків (атмосферного - в баці, з'єднаному зі всмоктувальною гідролінією 5, і тиску в робочій камері 3) відкривається зворотний клапан 4 і рідина із всмоктувальної гідролінії подається в робочу камеру. Коли ексцентрик 1 повернеться на кут  $180^\circ$ , поршень 2 зупиниться, тиски в робочій камері 3 і в гідролінії 5 стануть однаковими, в результаті чого зворотний клапан 4 закриється і робоча камера буде від'єднана від гідроліній 5, 6, а об'єм робочої камери стане максимальним. Як тільки кут повороту ексцентрика стане більшим  $180^\circ$ , тиск в робочій камері збільшиться, відкриється зворотний клапан 7 і рідина з камери 3 буде витискуватись в напірну гідролінію 6. При повороті ексцентрика на кут  $360^\circ$  тиски в робочій камері 3 і в гідролінії 6 врівноважуються, клапан 7 закривається. В результаті робоча камера знов від'єднається від гідроліній 5 і 6, причому її об'єм буде мінімальним. Якщо втрати тиску у всмоктувальній гідролінії великі або в робочій камері 3 потрібний постійний надлишковий тиск, у всмоктувальну лінію можна установити так званий підживлювальний насос. Це дозволить виключити із схеми недостатньо надійний елемент - пружину 8 - і при необхідності підвищити максимально допустиму частоту обертання ексцентрика 1, яка звичайно обмежується можливістю виникнення кавітації в робочій камері або у всмоктувальній гідролінії (розрив потоку робочої рідини і її закипання при тиску насичених парів даної рідини).

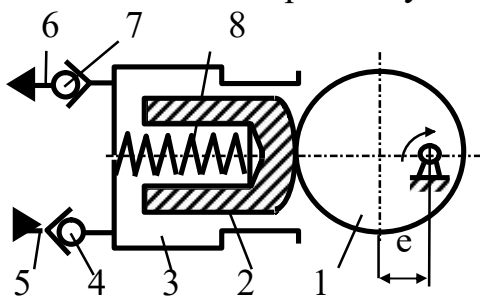


Рис. 2.1. Схема однопоршневого насоса з клапанним розподіленням рідини

Таким чином, цикл роботи однопоршневого насоса, як і будь-якого об'ємного насоса, складається з таких етапів: 1) заповнення робочої камери рідиною з всмоктувальної гідролінії під впливом атмосферного тиску або тиску підживлювального насоса за рахунок збільшення об'єму даної камери; 2) роз'єднання робочої камери, напірної і всмоктувальної гідроліній в момент найбільшого об'єму цієї камери; 3) витискування робочої рідини з

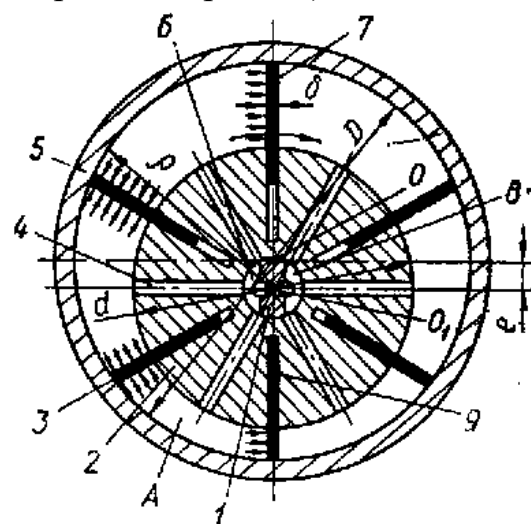


Рис. 2.2. Схема пластинчастої машини одноразової дії з цапфовим розподіленням рідини

камери в напірну гідролінію за рахунок зменшення об'єму цієї камери; 4) роз'єднання робочої камери, напірної і всмоктувальної гідроліній в момент найменшого об'єму камери.

**Принцип дії об'ємного гідромотора** розглянемо на прикладі пластинчастого гідромотора з цапфовим розподіленням рідини (рис. 3.2). Нерухома цапфа 1 має пази (прорізи) 6 і 8, які через осьові свердління в ній з'єднані відповідно з напірною і зливною гідролініями. На цапфі з гарантовано малим зазором установлений циліндричний ротор 2, який може вільно повертатись відносно цапфи. В роторі виконані радіальні наскрізні пази і отвори 4. В пазах установлені з гарантовано малим зазором шліфовані пластини 3, 7, 9 і ін. Ротор з пластинами розташований в середині статора 5, який має круговий циліндричний отвір (так зване статорне кільце), з яким взаємодіють пластини. Вісь  $O_1$  ротора зміщена відносно осі  $O$  кільця на величину ексцентриситета  $e$ . Робоча камера (наприклад, камера А) обмежена циліндричними поверхнями ротора і статорного кільця, а також плоскими поверхнями пластин 3 і 9 і боковими дисками (на рисунку не показані). Працює гідромотор таким чином. З напірної гідролінії через паз 6, цапфи 1 і радіальні отвори 4 ротора 2 робоча рідина підводиться до робочих камер, які знаходяться ліворуч від осі симетрії, що проходить через точки  $O$  і  $O_1$  машини. Оскільки ротор і статорне кільце розташовані ексцентрично (з ексцентриситетом  $e$ ), то відстань  $\rho$  від центру  $O_1$  ротора до статорного кільця для кожної пластини різна. Наприклад, для пластини 5 ця відстань більша, ніж для пластини 9. Оскільки тиск рідини діє на різні площі пластин, то сили, які створює даний тиск, і прикладені до пластин (наприклад, до пластин 7 і 9), є різними. Дякуючи цьому на роторі виникає обертальний момент, що повертає за напрямком стрілки жорстко зв'язаний з ротором вихідний вал гідромотора. Рідина з робочих камер праворуч від осі симетрії гідромотора витискається через радіальні отвори 4 ротора 2, паз 8 і осьовий отвір цапфи 1 в зливну гідролінію. В моменти максимального і мінімального об'ємів робочих камер відповідні радіальні отвори ротора 2 перекриваються перемичками цапфи 1, розташованими між пазами 6 та 8. Робочі камери від'єднуються від робочої і зливної гідроліній.

Отже, цикл роботи будь-якого об'ємного гідромотора, складається з таких етапів: 1) заповнення робочої камери рідиною з напірної гідролінії за рахунок повороту ротора під дією обертального моменту і збільшення об'єму камери; 2) від'єднання робочої камери від напірної і зливної гідроліній в момент найбільшого об'єму даної камери; 3) витискування рідини з робочої камери в зливну гідролінію за рахунок зменшення об'єму камери; 4) від'єднання робочої камери від нагнітальної і зливної гідроліній в момент найменшого об'єму вказаної камери.

Основний параметр об'ємної машини - *робочий об'єм*  $q$ , являє собою зміну об'єму робочих камер гідромашини за один оберт приводного вала. Якщо через  $V_1$  позначити максимальний об'єм робочої камери,  $V_2$  - її мінімальний об'єм, а  $z$  - кількість камер, то робочий об'єм гідромашини

$$q = (V_1 - V_2) z. \quad (2.1)$$

Якщо в розглянутих конструкціях (див. рис. 2.1, 2.2) передбачити можливість регулювання ексцентриситета, то це дозволить змінювати об'єми  $V_1$  і  $V_2$  робочих камер, а отже і робочі об'єми гідромашин. Об'ємну машину називають *нерегульованою*, якщо її робочий об'єм є незмінним, і *регульованою*, якщо його можна змінювати. Зміна робочого об'єму для регульованих гідромашин характеризується *параметром регулювання*  $\varepsilon$

$$\varepsilon = q' / q, \quad (2.2)$$

де  $q'$  і  $q$  - поточний і максимальний робочі об'єми. Параметр регулювання змінюється в межах  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  або  $-1 \leq \varepsilon \leq +1$ . Так, у насоса на рис. 3.1 параметр регулювання  $\varepsilon = 0$ , якщо  $e = 0$ . У гідромашини на рис. 2.2  $\varepsilon$  може стати від'ємним, якщо центр  $O$  статорного кільця перемістити нижче осі  $O_1$  обертання ротора 2, що відповідає від'ємному значенню ексцентриситета  $e$ .

Крім робочого об'єму, об'ємна машина характеризується частотою обертання приводного вала, теоретичною, фактичною і геометричною (миттєвою) подачами і ступенем її нерівномірності (для насосів), діапазоном тисків, теоретичним, фактичним і миттєвим обертальним моментом на приводному валу і ступенем його нерівномірності (для гідромоторів), потужністю гідравлічною на приводному валу, об'ємним, механічним і загальним ККД, що визначає енергетичні втрати і іншими параметрами.

## 2.2. Основні питання теорії об'ємних гідромашин

**Об'ємні втрати і об'ємний ККД гідромашин.** Кількість робочої рідини, що подається насосом або приймається гідромотором в одиницю часу без врахування втрат, називається *теоретичною подачею* об'ємної гідромашини. Теоретична подача (витрати, продуктивність) визначається як

$$Q_T = \varepsilon q n, \quad (2.3)$$

де  $n$  - частота обертання приводного вала. Для нерегульованого насоса  $\varepsilon = 1$ . Фактична подача насоса  $Q_\Phi$  завжди менша теоретичної за рахунок об'ємних втрат  $Q_B$ :

$$Q_\Phi = Q_T - Q_B, \quad (2.4)$$

де  $Q_B = Q_3 + Q_{всм}$ ;  $Q_3$  - витоки через зазори в робочих камерах і вузлі розподілення рідини;  $Q_{всм}$  - втрати на всмоктування.

Розрізняють внутрішні витоки  $Q_{в.в}$ , тобто витоки з порожнини високого в порожнину низького тиску, зовнішні витоки  $Q_{з.в}$ , тобто витоки з порожнин високого і низького тиску в корпус насоса, звідки по дренажному трубопроводу вони відводяться у бак. Об'ємні втрати на всмоктуванні  $Q_{всм}$

- втрати, викликані неповним заповненням робочих камер рідиною, в зв'язку із втратами тиску у всмоктувальній магістралі, стисливістю рідини, деформацією камер і наявністю у рідині пухирців нерозчиненого повітря.

Об'ємним ККД насоса  $\eta_{o.n}$  називають відношення корисної потужності  $N_k$  насоса до суми корисної потужності і потужності  $N_{вт}$  втраченої з витоків і на всмоктуванні:

$$\eta_{o.n} = N_k / (N_k + N_{вт}) = Q_\phi \Delta p / (Q_\phi \Delta p + N_{вт}). \quad (2.5)$$

Коефіцієнт подачі  $K_n$  насоса - це відношення фактичної подачі  $Q_\phi$  насоса до його теоретичної подачі  $Q_T$ :

$$K_n = Q_\phi / Q_T. \quad (2.6)$$

Звичайно для об'ємних насосів тиск нагнітання на один - два порядки вищий за тиск всмоктування, який мало відрізняється від атмосферного, а втрати на всмоктуванні при безкавітаційному режимі роботи незначні. Тоді з рівнянь (2.3 - 2.5, 2.6)

$$\eta_{o.n} \approx K_n = 1 - Q_v / Q_z = 1 - c \Delta p / \epsilon q n \mu_d - Q_{всм} / \epsilon q n. \quad (2.7)$$

При постійних частоті обертання  $n$  приводного вала насоса і в'язкості рідини втрати  $Q_{всм}$  на всмоктування змінюються незначно. Оскільки витрати прямо пропорційні перепаду тисків  $\Delta p$ , то при безкавітаційному режимі роботи залежність об'ємного ККД  $\eta_{o.n}$  від  $\Delta p$  лінійна (рис. 2.3, а). Причому зі збільшенням  $\Delta p$  і зменшенням параметра регулювання  $\epsilon$  ККД  $\eta_{o.n}$  зменшується. Оскільки теоретична подача насоса прямопропорційна  $n$ , а втрати мало залежать від неї [див. залежності (2.3), (2.5)], то при зміні частоти від  $n_0$  до  $n_1$  втрати  $Q_{всм}$  незначні, змінюються мало, а  $\eta_{o.n}$  зростає (рис. 2.3, б). При подальшому збільшенні  $n$ , в зв'язку зі зростанням  $Q_{всм}$  ККД  $\eta_{o.n}$  спочатку стабілізується (при  $n_1 < n < n_2$ ), а потім падає ( $n > n_2$ ). Робота насоса в режимі ( $n > n_2$ ) неприпустима, оскільки в робочих камерах виникає кавітація - розрив потоку рідини, що може привести до руйнування поверхонь, біля яких має місце кавітація, і до виходу насоса з ладу. Таким чином, максимальна частота обертання насоса визначається надійністю заповнення робочих камер рідиною.

В зв'язку з наявністю втрат в насосі, подача якого регулюється змінною  $n$  (рис. 2.3, б) або  $\epsilon$  (рис. 2.3, в), має місце зона нечутливості  $0 \dots n_0$  і  $0 \dots \epsilon_0$ . На цій ділянці фактична подача насоса, а отже і його  $\eta_{o.з}$  дорівнюють нулю. Значення  $n_0$  або  $\epsilon_0$  можна знайти за допомогою залежності (2.3.8) підстановкою до неї  $\eta_{o.з} = 0$ . Зі зростанням  $\Delta p$  зона нечутливості насоса також зростає (рис. 2.3, в). Таким чином, мінімальна частота вала насоса визначається його герметичністю.



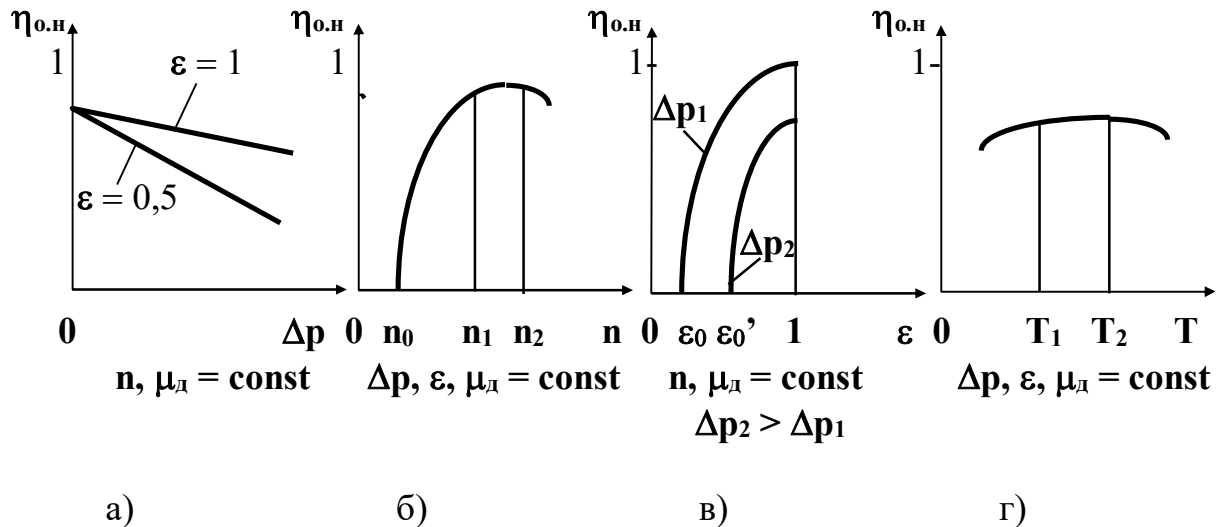


Рис. 2.3. Залежності об'ємного ККД  $\eta_{o.n}$  насоса від перепаду тисків  $\Delta p$  (а), частоти обертання  $n$  (б), параметра регулювання  $\varepsilon$  (в) і температури  $T$  робочої рідини (г)

В'язкість  $\mu_d$  мінеральних масел - найбільш розповсюджених робочих рідин - зменшується зі збільшенням температури  $T$  цих рідин. Тому зі збільшенням  $T$  зростають втрати  $N_{вт}$  [див. вираз (2.5)], але одночасно - покращуються умови заповнення робочих камер, тобто зменшуються втрати на всмоктуванні. При зміні температури від  $T_1$  до  $T_2$  ККД  $\eta_{o.n}$  знаходиться в припустимих межах (рис. 2.3, г). При  $T > T_2$   $\eta_{o.n}$  падає в зв'язку зі зменшенням  $\mu_d$ , а отже, зі збільшенням втрат. При  $T < T_1$   $\eta_{o.n}$  падає в зв'язку зі збільшенням  $\mu_d$ , а отже, зі збільшенням втрат на всмоктуванні. ККД  $\eta_{o.n}$  при інших рівних умовах тим більший, чим менше величина зазорів, що припадають на одиницю теоретичної подачі. Габарити насоса, а отже, зазори зростають не прямо пропорційно теоретичній подачі, але в значно меншому ступені. Тому серед типорозмірів насосів однієї конструктивної схеми насос, розрахований на більшу подачу, матиме більший  $\eta_{o.n}$  [6].

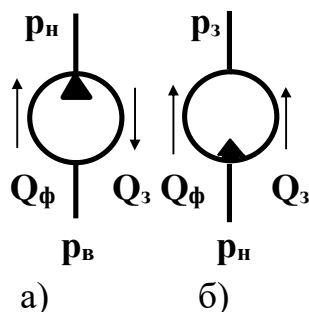


Рис. 2.4. Схеми напрямку основного потоку рідини і втрат в насосі (а) і гідромоторі (б)

В гідромоторі, як і в насосі, теоретична подача визначається за виразом (2.3). Оскільки тут робочі камери заповнюються під високим тиском  $p_n$ , то заповнення відбувається повністю і втрат на всмоктування практично немає. Втрати завжди бувають при переході з області високого в область низького тиску. В насосі втрати  $Q_з$  спрямовані проти напрямку основного потоку рідини, тобто з порожнини нагнітання з тиском  $p_n$  в порожнину всмоктування з тиском  $p_v$  (рис. 2.4, а). В гідромоторі навпаки, напрямком втрат збігається з напрямком основного потоку рідини, тобто вони спрямовані із напірної поро-

жнини з тиском  $p_n$  в зливну порожнину з тиском  $p_3$  (рис. 2.4,б). Тому фактична подача  $Q_\phi$  гідромотора більша теоретичної  $Q_T$  і визначається залежністю

$$Q_\phi = Q_T + Q_3 = \varepsilon q n + c (\Delta p / \mu_d). \quad (2.8)$$

При  $Q_\phi \leq Q_3$  частота обертання вала гідромотора  $n = 0$  (рис. 2.5, а), оскільки вся подача йде на втрати. Зі зменшенням параметра регулювання  $\varepsilon$  і збільшенням  $Q_\phi$  частота обертання гідромотора зростає.

Зі збільшенням  $\Delta p$  на гідромоторі до критичного  $\Delta p_{кр}$  (максимально допустимого) його частота обертання зменшується (рис. 2.5, б) внаслідок збільшення втрат. Відносне падіння частоти обертання  $n$  тим більше, чим менший параметр регулювання  $\varepsilon$ . Максимально допустимий  $\Delta p_{кр}$  визначається зміною характеру контактної тертя (переходом рідинного тертя в напівсухе та сухе) або роботоздатністю підшипників кочення гідромашини [6].

При постійній підводимій подачі  $Q_\phi = \text{const}$  нульову  $n$  зміною  $\varepsilon$  отримати не можна (рис. 2.5, в). Зменшуючи  $\varepsilon$ , бачимо, що  $n$  необмежено зростає, а обертальний момент на валу падає [див. залежність (2.8)]. Тому у моторів  $1 \geq |\varepsilon| \geq \varepsilon_k$ , де звичайно  $\varepsilon_0 \geq 0,3$  [6].

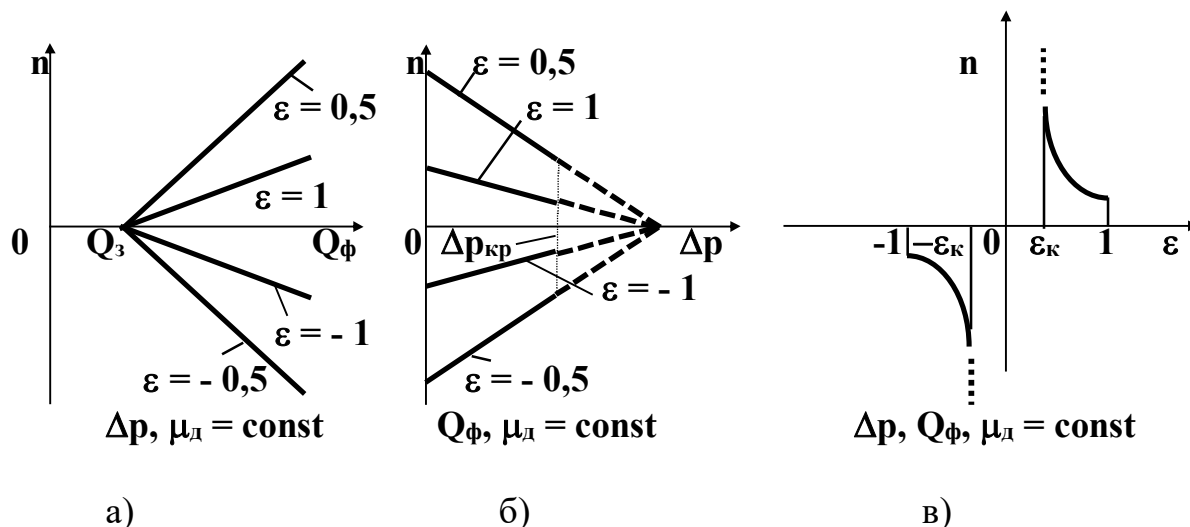


Рис. 2.5. Залежності частоти обертання  $n$  гідромотора від його подачі  $Q_\phi$  (а), перепаду тиску  $\Delta p$  (б) і параметра регулювання  $\varepsilon$  (в)

Об'ємним ККД гідромотора називають відношення його теоретичної подачі  $Q_T$  до фактичної  $Q_\phi$

$$\eta_{o,m} = Q_T / Q_\phi = Q_T / (Q_T + Q_3) = 1 / (1 + c (\Delta p / \varepsilon q n \mu_d)). \quad (2.9)$$

**Механічні втрати, механічний і загальний ККД гідромашин.** В об'ємних гідромашинах мають місце втрати енергії на тертя механічних частин і рідини, які називаються *механічними втратами*. Оскільки до на-

соса підводиться механічна енергія, а відводиться енергія потоку рідини, то обертальний момент  $M_n$  на валу насоса більший теоретичного (індикаторного) моменту  $M_T$ , що створюється перепадом  $\Delta p$ . До гідромотора підводиться енергія потоку робочої рідини, тому тут  $M_T > M_m$ , де  $M_m$  – обертальний момент на валу гідромотора. Таким чином, обертальні моменти на валу насоса і гідромотора визначаються залежностями

$$M_n = M_T + \Delta M; \quad (2.10)$$

$$M_m = M_T - \Delta M,$$

де  $\Delta M$  – втрати обертального моменту, викликані тертям деталей машини і частинок робочої рідини. Теоретичний момент об'ємної гідромашини [див. залежність (3.3)]

$$M_T = N_T / \omega = Q_T \Delta p / 2 \pi n = \varepsilon q \Delta p / 2 \pi, \quad (2.11)$$

де  $N_T$  – теоретична потужність (потужність на виході насоса і вході гідромотора);  $\omega$  - кутова швидкість гідромашини. Механічні втрати в об'ємних машинах враховуються механічним ККД. *Механічний ККД насоса* [див. рівняння (3.10) і (3.11)] визначається залежністю

$$\eta_{m,n} = M_T / M_n = M_T / (M_T + \Delta M) = 1 / (1 + 2 \pi \Delta M / \varepsilon q \Delta p). \quad (2.12)$$

*Механічний ККД гідромотора*

$$\eta_{m,m} = M_m / M_T = (M_T - \Delta M) / M_T = 1 - 2 \pi \Delta M / \varepsilon q \Delta p. \quad (2.13)$$

*Загальним ККД об'ємної гідромашини називають відношення корисної потужності (потужності на її виході) до витраченої (потужності на її вході). Якщо через  $N$  позначити механічну потужність на валу насоса або гідромотора і врахувати об'ємні і механічні втрати потужності, що визначаються об'ємним і механічним ККД [див. (3.8), (3.9), (3.12), (3.13)], то загальні ККД насоса  $\eta_n$  і гідромотора  $\eta_m$*

$$\eta_n = N_T / N = \eta_{o,n} \eta_{m,n} = Q_n M_T / Q_T M_n; \quad (2.14)$$

$$\eta_m = N / N_T = \eta_{o,m} \eta_{m,m} = Q_T M_m / Q_m M_T.$$

**Параметри об'ємних гідромашин при вираженні їх через безрозмірні коефіцієнти.** При статичному розрахунку гідропривода втрати енергії в об'ємних гідромашині виражають через загальний, об'ємний і механічний ККД. Проводячи динамічний розрахунок, так поступати не можна, оскільки ККД гідромашин залежить від перепаду тисків, частоти оберт-

ання, в'язкості рідини і параметра регулювання. В цьому випадку втрати - апроксимують виразами, що включають безрозмірні коефіцієнти, які залежать тільки від конструкції машини і ступеня її зношування. Звичайно розглядають коефіцієнти, які враховують втрати робочої рідини, складову - тертя, пропорційну перепаду тисків і складову рідинного тертя, пропорційну в'язкості рідини і відносній швидкості поверхонь тертя [6, 7, 8].

Розглянемо методику визначення подач і обертальних моментів нерегульованих об'ємних машин. Виразимо витоки  $Q_3$  гідромашини

$$Q_3 = k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d, \quad (2.15)$$

де  $k_k$  - безрозмірний коефіцієнт ковзання (витоків) гідромашини. Тоді подачі насоса і гідромотора [див. залежності (2.3), (2.8)]

$$Q_{ф.н} = q n - k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d - Q_{всм}; \quad (2.16)$$

$$Q_{ф.м} = q n + k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d.$$

Втрати обертального моменту  $\Delta M$  апроксимують виразом

$$\Delta M = \Delta M_T + \Delta M_{р.т} + M_x, \quad (2.17)$$

де  $\Delta M_T$  - момент опору складової тертя, пропорційної перепаду тисків;  $\Delta M_{р.т}$  - момент від в'язкого опору рідинного тертя;  $M_x$  - момент холостого ходу. Моменти  $\Delta M_T$  і  $\Delta M_{р.т}$  визначають за формулами

$$\Delta M_T = k_T q \Delta p / 2 \pi; \quad (2.18)$$

$$\Delta M_{р.т} = k_{р.т} q n \mu_d,$$

де  $k_T$ ,  $k_{р.т}$  - безрозмірні коефіцієнти, що характеризують відповідні складові тертя в об'ємній гідромашині.

Враховуючи (2.10), (2.16), (2.19), знайдемо моменти  $M_n$  і  $M_m$ :

$$M_n = (1 + k_T) q \Delta p / 2 \pi + k_{р.т} q n \mu_d + M_x, \quad (2.19)$$

$$M_m = (1 - k_T) q \Delta p / 2 \pi - k_{р.т} q n \mu_d - M_x.$$

Безрозмірні коефіцієнти знаходять експериментально. Для визначення  $k_k$ , наприклад, насоса проводять експеримент і апроксимують залежність подачі  $Q_f$  від  $\Delta p$  (рис. 2.6, а). Грунтуючись на співвідношеннях (2.4), (2.14), за графіком знаходять  $\operatorname{tg} \alpha = Q_3 / \Delta p = k_k q / 2 \pi \mu_d$ , звідки

$$k_k = (2 \pi \mu_d / q) \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.20)$$

Коефіцієнт  $k_{p,т}$  визначають, апроксимуючи експериментальну залежність  $M_n$  від  $\mu_d$  (рис. 2.6, б). За графіком, з використанням (2.18)

$$\operatorname{tg} \beta = k_{p,т} q n \mu_d / \mu_d,$$

звідки

$$k_{p,т} = \operatorname{tg} \beta / q n. \quad (2.21)$$

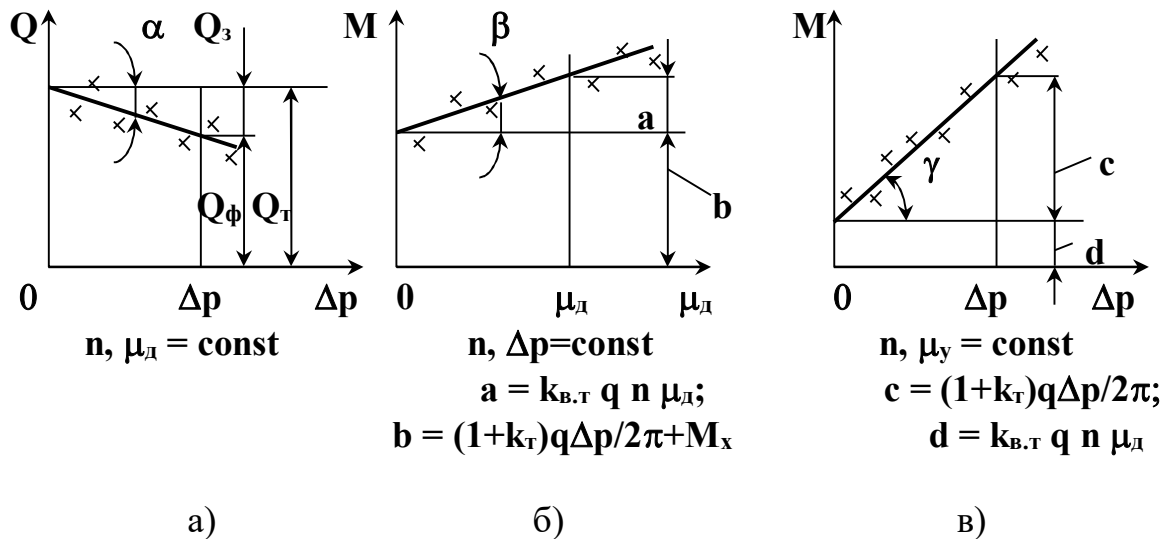


Рис. 2.6. Графіки для визначення безрозмірних коефіцієнтів за залежностями фактичної подачі  $Q$  насоса від перепаду тисків (а), обертального моменту  $M$  від абсолютної в'язкості  $\mu_d$  робочої рідини (б), обертального моменту від перепаду тисків  $\Delta p$  (в)

Для визначення  $k_{т}$ , пропорційного перепаду тисків, і моменту холостого ходу апроксимують прямою експериментальну залежність  $M_n$  від  $\Delta p$  (рис. 2.6, в). Із залежності (2.19) і графіка випливає, що

$$\operatorname{tg} \gamma = (1 + k_{т})q \Delta p / 2 \pi \Delta p,$$

звідки

$$k_{т} = (2\pi/q) \operatorname{tg} \gamma - 1. \quad (2.22)$$

Момент холостого ходу знаходять, віднімаючи від експериментально визначеної величини  $(k_{p,т} q n \mu_d + M_x)_e$  розрахункову  $k_{в,т} q n \mu_d$ :

$$M_x = (k_{p,т} q n \mu_d + M_x)_e - k_{в,т} q n \mu_d. \quad (2.23)$$



ках кочення в каретці 2. Вісь  $O_1$  ротора 5 розташована на відстані ексцентриситета  $e$  відносно осі  $O$  напрямної 8. Робоча камера обмежена циліндричними поверхнями ротора 5 і цапфи 4, а також поверхнею поршня 3. При повороті ротора за напрямком стрілки, дякуючи наявності ексцентриситета  $e$  поршні крім обертального руху разом з ротором здійснюють зворотно-поступальний рух. Поршні, що знаходяться нижче горизонтальної осі насоса, рухаються від центра до периферії, всмоктуючи рідину з паза 6 цапфи в робочі камери. Поршні, що знаходяться вище цієї осі, переміщуються від периферії до центра, витискуючи рідину зі своїх робочих камер через паз 7 і верхній осьовий отвір в цапфі 4 в нагнітальну лінію. В горизонтальному положенні поршні обмежують максимальний (ліворуч) і мінімальний (праворуч) об'єми робочих камер. При цьому об'єми від'єднані від нагнітальної і всмоктувальної гідролінії перемичками цапфи 4 між пазами 6 і 7. Таким чином, виконуються чотири розглянутих в підрозділі 2.1 етапи циклу роботи насоса.

Для збільшення подачі циліндри розташовують в декілька рядів і в кожному ряду кути  $\phi$  між сусідніми осями циліндрів обирають однаковими

$$\phi = 2 \pi / z, \quad (2.24)$$

де  $z$  - число циліндрів в одному ряду.

Робочий об'єм радіально-поршневого насоса

$$q = (\pi d^2 / 2) e z z_p, \quad (2.25)$$

де  $d$  - діаметр поршня;  $z_p$  - число рядів циліндрів ротора.

Безроторні радіально-поршневі насоси (радіально-кулачкові) виготовляють з клапанним і клапанно-щілинним розподіленням рідини і застосовують на тиски до 50 МПа і вище.

### 2.3.2. Високомоментні гідромотори

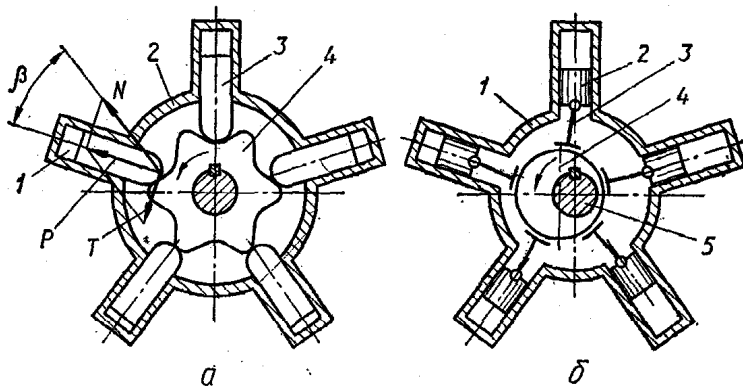


Рис. 2.8. Схеми високомоментних гідромоторів багаторазової (а) і одноразової (б) дії з нерухомими робочими камерами

Високомоментні гідромотори являють собою радіально-поршневі гідромашини, які забезпечують привод навантаження (колеса, лебідки, ходовий гвинт) без проміжного понижувального редуктора, що дозволяє зменшити масу, габаритні розміри і споживану потужність привода. Обертальні моменти високомоментних

гідромоторів звичайно знаходяться в межах 200 - 30000 Н·м при номінальному тиску 10 - 32 МПа і кутовій швидкості 0,016-1,6 с<sup>-1</sup> [6, 8, 12, 13, 14]. Для отримання більших обертальних моментів дані гідромотори виконують як машини багаторазової дії.

В схемі кулачкового мотора багаторазової дії (рис. 2.8, а) кулачок 4, виконаний у вигляді криволінійного багатокутника, жорстко зв'язаний з вихідним валом. В корпусі 2 радіально розташовані циліндри, в яких вільно переміщуються поршні 3, що взаємодіють з кулачком 4. Робочі камери обмежені циліндричними поверхнями корпусу, торцевими поверхнями поршнів і корпусу. Вузол розподілення рідини на схемі не показаний.

При подачі тиску нагнітання, наприклад, в камеру 1 сила **P**, що створюється тиском рідини розкладається на сили **N** і **T** з кутом **β** між ними. Сила **T** нормальна до осі циліндра, створює обертальний момент на валу гідромотора

$$M_1 = T \rho = F p_n \rho \operatorname{tg} \beta. \quad (2.26)$$

Обертальні моменти **M<sub>1</sub>**, викликані тиском **p<sub>n</sub>** нагнітання, через поршні 3 і кулачок 4 повертають жорстко зв'язаний з ним вихідний вал мотора. З робочих камер, в яких поршні рухаються від периферії до центру, рідина через радіальні і осьові отвори (на схемі не показані) йде на злив.

Найбільш розповсюджені високомоментні мотори одноразової дії з нерухомими робочими камерами (рис. 2.8, б) [15], в яких силова частина виконана у вигляді кривошипно-шатунного механізму. Ексцентрик 4 жорстко зв'язаний з вихідним валом 5. В корпусі 1 радіально виконані циліндри, в яких вільно переміщуються поршні 2. Поршні через шатуни 3 взаємодіють з ексцентриком 4. В таких моторах найчастіше застосовують цапфове розподілення рідини, яке виконується за схемою, поданою на рис.3.2. При підведенні тиску нагнітання, наприклад, в робочу камеру поршня 2, сила тиску рідини на поршні через шатун 3 діє на ексцентрик 4, дякуючи чому вал 5 повертається проти годинникової стрілки.

### 2.3.3. Аксіально-поршневі насоси і гідромотори

Аксіально-поршневі машини бувають з нахиленим диском і з нахиленим блоком циліндрів, безкарданні і з карданною передачею, з блоком циліндрів, що обертається і з нерухомим блоком циліндрів [6, 8, 10, 11, 16]. В деяких випадках вони мають потужності до 300 кВт. Аксіально-поршневі насоси і гідромотори надійні в роботі, мають високі ККД - об'ємний до 0,92 - 0,96, загальний - до 0,9, компактні, відрізняються малою металомісткістю і високою енергоємністю. Подача рідини регулюється за рахунок зміни кута  $\gamma$  нахилу диска або блока циліндрів, причому максимальний кут  $\gamma_{\max}$  приймають для насосів до 25 - 30°, для гідромоторів - до 30 - 35°.



Аксіально-поршневі машини з блоком циліндрів, що обертається мають, головним чином, торцеве розподілення рідини, що дозволяє виконати всмоктувальні вікна більших розмірів, ніж у радіально-поршневих машин. Такі машини виготовляють на номінальні тиски до 16 - 20 МПа (рідше - до 30 МПа) і подачі до 0,03 м<sup>3</sup>/с.

Робочий об'єм аксіально-поршневої машини

$$q = z F D_6 \operatorname{tg} \gamma = z F D_d \sin \gamma, \quad (2.27)$$

де  $z$  - число циліндрів;  $D_6$  - діаметр блока по осях циліндрів;  $D_d$  - діаметр упорного диска по осях сферичних головок шатунів;  $F = \pi d^2 / 4$  - площа поршня;  $d$  - діаметр поршня. Геометрична подача аксіально-поршневого насоса аналогічна подачі радіально-поршневого насоса і може бути визначена за виразом [6]

$$Q = F (D_6 / 2) \omega \operatorname{tg} \gamma \Sigma \sin \alpha_i, \quad (2.28)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання приводного вала.

Для аксіально-поршневого гідромотора середнє значення обертального моменту знаходять за співвідношеннями (2.11), (2.13), а миттєве значення моменту

$$M = F \Delta p (D_6 / 2) \operatorname{tg} \gamma \Sigma \sin \alpha_i, \quad (2.29)$$

де  $\Delta p$  - перепад тиску у підвідній і відвідній гідролініях мотора.

Розглянемо конструкцію гідромотора з нахиленим диском і точковим дотиком (рис. 2.9). Особливістю даної машини є подвійний ротор, що складається з блока циліндрів 5 і напрямної 8. В блоці циліндрів розташовані поршні 7, а в напрямній - штовхачі 9, які знаходяться в точковому контакті

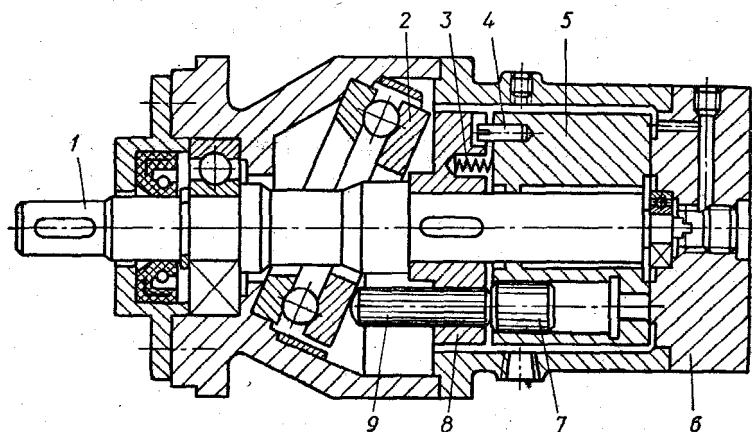


Рис. 2.9. Аксіально-поршневий гідромотор типу Г-15 з нахиленим диском і точковим дотиком

зі спеціальним упорним шариковим підшипником 2. Обертальний момент, що витрачається на подолання сил тертя в торцевому розподільнику і сил інерції циліндрового блока, передається від напрямної на блок циліндрів за допомогою штифта 4. Дякуючи цьому блок циліндрів розвантаже-



(робочих камер). На рисунку позначено:  $O$  - центр статорного кільця з радіусом  $R$ , на яке спираються пластини товщиною  $\delta$ ;  $O_1$  - вісь ротора радіуса  $r$ , в пазах якого, не показаних на рисунку, розташовані пластини (див. рис. 2.2); ексцентриситет  $OO_1 = e$ . Нехтуючи величинами другого порядку малості, що містять  $(e/2R)^3$  і більше ( $e \ll R$ ), знайдемо робочий об'єм  $q_1$  пластинчастої гідромашини одноразової дії (рис. 2.10) як добуток різниці максимального і мінімального об'ємів робочих камер 1 і 2 на їх число  $z$ :

$$q_1 = 4 b e R z \sin(\pi/z) \approx 4\pi b e R, \quad (2.30)$$

де  $b$  - ширина ротора.

Величина  $q_1$  не враховує втрату частини об'єму робочих камер пов'язану із кінцевою товщиною  $\delta$  пластини. Величина  $q_2$  втраченого робочого об'єму (див. рис. 3.10)

$$q_2 = z b \delta [(R + e - r) - (R - e - r)] = 2 b e \delta z,$$

і робочий об'єм

$$q = q_1 - q_2 = 2 b e (2\pi R - \delta z). \quad (2.31)$$

Якщо пази ротора 2 (див. рис. 2.2) з'єднати радіальними отворами з центральним отвором ротора, тоді пластини, які працюють як поршні, будуть подавати за один оберт ротора додатковий об'єм  $q_2$  рідини з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання, в результаті чого робочий об'єм подібної гідромашини буде визначатись за допомогою виразу (2.30).

Геометричну подачу  $Q = dV/dt$  і момент  $M$  на валу гідромашини можна визначити з умови рівності механічної і гідравлічної енергій, що підводяться і відводяться від гідромашини за елементарний час  $dt$ :

$$M d\alpha = \Delta p dV, \quad (2.32)$$

де  $dV$  - елементарний об'єм рідини;  $d\alpha$  - елементарний кут повороту ротора;  $\Delta p$  - перепад тисків. На основі виразу (2.32) робимо висновок, що у пластинчастих машин одноразової дії геометрична подача і обертальний момент змінюються так само, як і в радіально-поршневих насосах.

В насосах подвійної дії (рис. 2.11) пластини 2 вільно переміщуються в пазах ротора 1, під час пуску викидаються відцентровою силою, і в подальшому їх контакт з несучою поверхнею статора 3 (напрямною) здійснюється за рахунок відцентрової сили і тиску нагнітання, який підводить до кільцевої канавки 4. Робочі камери обмежені поверхнями статора, ротора, пластин і бокових дисків. Напрямна являє собою замкнену криву, яка включає до себе чотири перевальних ділянки (кути  $\beta$ ), виконаних по

дугах кіл радіусів  $R_1, R_2$ , і чотири перехідних ділянки (кути  $\psi$ ), на яких робочі камери з'єднуються з всмоктувальною та нагнітальною магістралями. Для ізоляції останніх  $\beta \geq \phi = 2\pi / z$ , де  $\phi$  – кут між пластинами;  $z$  – їх число. Для повного зрівноваження зусиль тиску рідини на ротор число пластин обирають парним. При обертанні ротора 1 за напрямком стрілки об'єм робочих камер за рахунок того, що  $R_1 > R_2$ , змінюється і камери по чергово з'єднуються з нагнітальною і всмоктувальною магістралями (див. підрозд. 3.1, етапи циклу роботи об'ємного насоса). Для забезпечення плавної і безударної роботи машини перевальні ділянки прямої виконують за спіраллю Архімеда або за кривою постійного прискорення.

Робочий об'єм  $q_1$  без врахування товщини пластини визначають як різницю максимального і мінімального об'ємів робочих камер (на рис. 2.11 заштриховані):

$$q_1 = 2\{[2\pi(R_1 + r)/2z](R_1 - r) - [2\pi(R_2 + r)/2z](R_2 - r)\}bz = \\ = 2\pi b(R_1^2 - R_2^2), \quad (2.33)$$

де  $b, r$  – ширина і радіус ротора.

Робочий об'єм  $q_2$ , що витрачається в зв'язку з кінцевою товщиною  $\delta$  пластини, і повний робочий об'єм гідромашини визначаються

$$q_2 = 2(R_1 - R_2)b\delta z; \quad (2.34)$$

$$q = q_1 - q_2 = 2b(R_1 - R_2)[\pi(R_1 + R_2) - \delta z]. \quad (2.35)$$

Геометрична подача насоса

$$Q = b\omega(R_1^2 - R_2^2) - Q_{п.в}, \quad (2.36)$$

де  $Q_{п.в}$  – подача пластин, що знаходяться в області всмоктування, які працюють як поршні і всмоктують рідину з порожнини нагнітання (див. рис. 2.11). Дана подача постійна, якщо кути  $\beta$  і  $\phi$  є однаковими,  $z = 8$  при виконанні перехідних ділянок за спіраллю Архімеда і  $z = 12$  при їх виконанні за кривою постійного прискорення.

## 2.5. Шестеренні насоси і гідромотори

В металорізальних верстатах широко застосовуються шестеренні насоси із зовнішнім евольвентним зачепленням і прямими зубцями [6, 7, 8, 10, 12]. Їх застосовують на номінальні тиски до 15 МПа і подачі до  $0,0034\text{м}^3/\text{с}$  (200 л/хв). Подібні насоси мають об'ємний ККД вищий 0,9 і загальний ККД до 0,85, вони прості за конструкцією, надійні в роботі, в них відсутні частини, що здійснюють зворотно-поступальний рух. Однак пуль-

сація подачі і шум при роботі більші, ніж в пластинчастих та поршневих машинах.

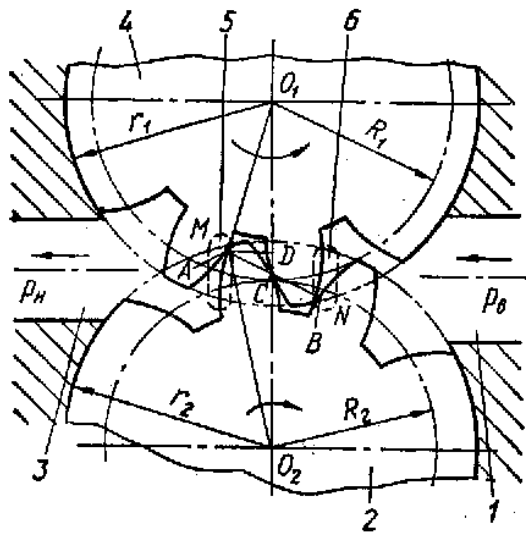


Рис. 2.12. Розрахункова схема шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням

шестерен  $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ )

$$Q = b \omega (h^2 + 2 R h - f^2), \quad (2.37)$$

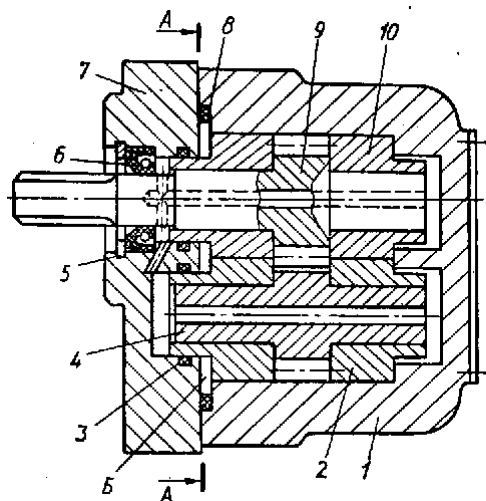


Рис. 2.13. Шестеренний насос з компенсацією торцевих зазорів (типу НШ)

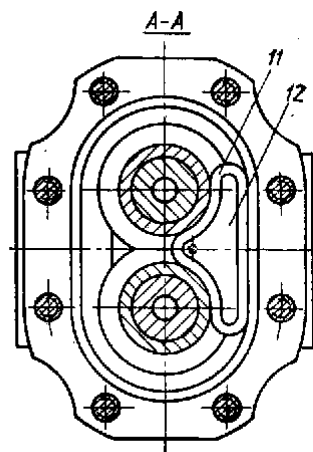
ригуванням, звичайно приймаючи міжосьову відстань

$$F_{ir} = m (z + 1), \quad (2.39)$$

де  $m$  - модуль зачеплення. Зі співвідношень (2.38), (2.39) наближено маємо

Принципова схема шестеренного насоса показана на рис. 2.12. При обертанні шестерен 2 і 4 за напрямом стрілок зубці виходять із зачеплення і западин зубців (внаслідок утворення в них вакууму) і заповнюються рідиною з порожнини 1 всмоктування. Робочі камери обмежені профілями западин зубців, поверхнями статора і бокових дисків. В порожнині 3 зубці входять в зачеплення і рідина із западин витискується у нагнітальну лінію.

Визначимо геометричну подачу такого насоса. Для однакових шестерен (з висотами головок зубців  $h_1 = h_2 = h$ , радіусами ділительних кіл шестерен 4 і 2  $R_1 = R_2 = R$ , кутовими швидкостями



де  $b$  - ширина шестерен;  $f = AC$ .

Робочий об'єм насоса з однаковими шестернями

$$q \approx 4,4 \pi b R h. \quad (2.38)$$

Для збільшення робочого об'єму число зубців шестерен обирають мінімальним:  $z = 10 - 12$ , а підрізання ножек зубців усувають кор-

$$q \approx 2 \pi b m^2 (z + 1). \quad (2.40)$$

Шестеренний насос високого тиску з компенсацією торцевих зазорів (рис. 2.13) складається із силумінового корпусу 1, в розточках якого розташовані ведуча 9 і ведена 4 шестерні. Останні виконані разом із цапфами, які спираються на бронзові втулки 2 і 10. Втулки служать підшипниками для шестерен і ущільнюють їх торцеві поверхні. Для зменшення витоків між торцевими поверхнями шестерен і втулок застосована автоматична компенсація торцевих зазорів. Робоча рідина з камери нагнітання надходить до порожнини Б між плаваючими втулками і кришкою 7 і підтискує втулки до торців шестерен. З боку шестерен на втулки тиск рідини діє на трохи меншу площу, в результаті чого питомий тиск на парі тертя є невеликим. Тиск рідини з боку шестерен в торцевому зазорі нерівномірний. Для уникнення перекосу втулок внаслідок нерівномірного навантаження частина їх тоцевої поверхні з боку всмоктування ізольована від дії підтискального тиску гумовим ущільненням 11, спрямованим пластиною 12. Витікання робочої рідини з порожнини Б запобігається ущільнювальними кільцями 3 і 8. Приводний кінець ведучої шестерні ущільнений манжетною 6, що закріплена кільцем 5.

## 2.6. Гвинтові насоси

Гвинтовий насос включає одну або декілька пар гвинтів, що знаходяться в зачепленні, щільно посаджених в розточки корпусу. При обертанні гвинтів їх нарізки, взаємно замикаючись, відсікають в западинах деякий об'єм рідини, який витискується по западині вздовж осі обертання. Оскільки виступи нарізки гвинтів в цих насосах, які виконують роль поршнів, рухаються безперервно в одному напрямку, пульсація подачі в насосі (при повному заповненні і нульовому тиску) практично відсутня. Однак при роботі під тиском вона спостерігається і обумовлена зворотними потоками при переході робочої камери з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Як показали випробування, коефіцієнт нерівномірності гвинтового насоса при тисках до 6 МПа знаходиться в межах  $\delta = 6 - 7\%$ . Гвинтові насоси і гідромотори відрізняються надійністю, компактністю і безшумністю в роботі. Насоси випускаються в дво- і тригвинтовому виконанні.

Тригвинтовий насос (рис. 2.14) складається з трьох гвинтових роторів, середній з яких є ведучим, а два бокових - веденими. Нарізка гвинтів

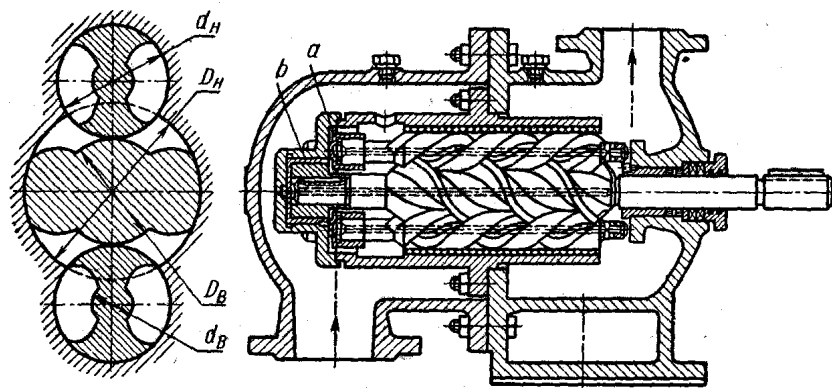


Рис. 2.14. Тригвинтовий насос

двозахідна з кутом підйому гвинтової лінії  $\sim 47^\circ$ , а профіль - циклоїдальний. Ведені гвинти (замикачі) обертаються під дією на їх нитки тиску рідини, тому їх функції зводяться лише до герметизації гідромашини. Дякуючи цьому вони не навантажені крутним моментом і відрізняються великою довговічністю. Насоси допускають великі числа обертів (до 18000 об/хв), і випускаються на витрати до 15000 л/хв з приводною потужністю до 2000к.с. Вони придатні для роботи при тисках до 20 МПа, а деякі конструкції забезпечують тиск в 35 МПа. Об'ємний ККД насосів в залежності від літражу і інших параметрів складає 0,75 - 0,95. При обертанні гвинтів рідина, що заповнює їх западини, переміщується поступально на величину одного кроку за один оберт ведучого гвинта. Тому продуктивність тригвинтового насоса за один оберт ведучого гвинта дорівнює об'єму каналів, по яких рідина рухається вздовж гвинтів в межах одного кроку. Даний об'єм дорівнює  $(F - f) t$ . Отже, розрахункова продуктивність при частоті  $n$

$$Q = (F - f) t n, \quad (2.41)$$

де  $F$  і  $f$  - площі поперечного перерізу розточок корпуса під гвинти і площа перерізу гвинтів;  $t$  - крок гвинтів; звичайно приймають  $t = 10d_3 / 3$ , де  $d_3$  - зовнішній діаметр ведених гвинтів. Для тригвинтових насосів площу поперечного перерізу потоку приймають  $(F - f) = 2,4 d_3^2$ . Вихідною величиною при їх розрахунках є діаметр  $d_3$  зовнішнього кола ведених гвинтів, через який виражають решту розмірів. Найбільш раціональними співвідношеннями між окремими параметрами гвинтів є

$$D_v = d_3; D_3 = 5 d_3 / 3; d_v = d_3 / 3; t = 10 d_3 / 3, \quad (2.42)$$

де  $D_v$  і  $D_3$  - внутрішній та зовнішній діаметри нарізки ведучого гвинта.

Для забезпечення герметичності необхідно створити постійне перекриття між камерами всмоктування і нагнітання; для цього мінімальна довжина гвинтів повинна дорівнювати  $L \approx 1,25 t$ . При даній довжині забезпечується одне перекриття каналу (западини) гвинта. Для отримання більш високих тисків передбачають декілька перекриттів, у відповідності з чим довжина гвинта збільшується. Так, для тисків 15 - 20 МПа вона приймається  $L = (6 - 8) t$ . Для компенсації осьових сил, які при високих перепадах тиску можуть досягати великих значень, застосовують гідравлічне розвантаження, для чого у торців гвинтів передбачають розвантажувальні поршні  $a$  і  $b$  (див. рис.2.14), під які підводять рідину з робочим тиском, що створює на гвинтах зусилля зворотні за знаком основним зусиллям. Використовують також гвинтові насоси з декількома (трьома або чотирьма) парами замикачів.

## 2.7. Системи автоматичного регулювання

В практиці розповсюджені системи автоматичного регулювання за тиском (насоси граничного тиску), в яких тиск, що розвивається насосом, використовується для обмежень витрат рідини до мінімального значення. В насосах з подібним регулюванням продуктивність при збільшенні тиску на виході з насоса вище заданої номінальної величини  $p_{ном}$  зменшується і при деякому максимальному граничному тиску  $p_{max}$  знижується до нуля. При цьому насос підтримує задане граничне значення  $p_{max}$ , тоді як розрахункова продуктивність, що визначається робочим об'ємом, дорівнює витокам рідини в живильній гідросистемі і в самому насосі.

На рис. 3.15 поданий пластинчастий насос з подібним регулюванням. Статорне кільце 1 насоса утримується в нижньому положенні, відповідно-

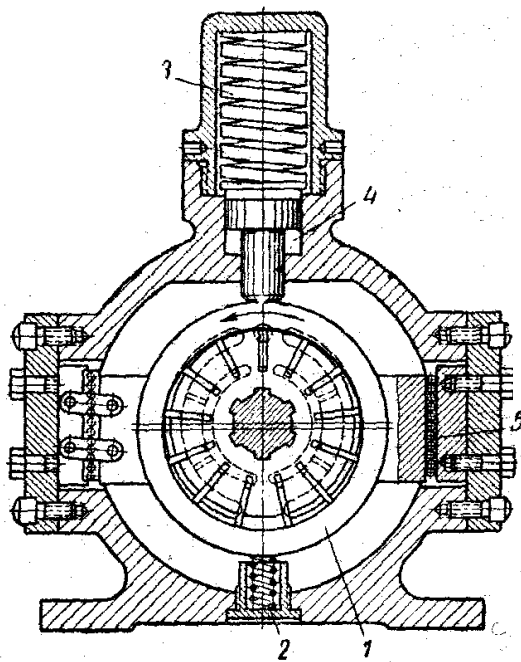


Рис. 2.15. Пластинчастий насос з автоматичним регулюванням продуктивності по тиску

яке відповідає новій рівновазі сил. Для зменшення сил тертя при переміщенні статора застосовані гольчасті опори 5.

На рис. 3.16 показана принципова схема подібного механізму, що застосована у розповсюджені аксіально-поршневого насосі з вільно посадженими поршнями. Рідина з нагнітальної магістралі насоса підводиться у силовий циліндр 2, поршень 1 якого навантажений пружиною 5, зв'язаний за допомогою штока 3 з нахиленою шайбою 4 насоса. Зусилля пружини спрямоване в сторону повороту шайби 4 в положення максимальної продуктивності, в якому вона і буде утримуватись до моменту досягнення тиском величини, що перевищує  $p_{ном}$ , після чого кут  $\gamma$  нахилу шайби буде зменшуватись і при деякому максимальному значенні  $p_{max}$  шайба установить-

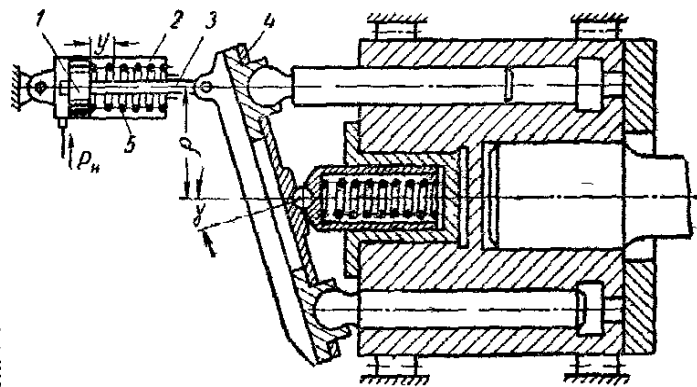


Рис. 2.16. Принципова схема механізму регулювання продуктивності аксіально-поршневого насоса

му максимальному ексцентриситету, пружиною 3. Рідина під тиском підводиться під поршень в камеру 4; при заданому тиску пружина стискається і статорне кільце під дією другої пружини 2 займає положення,



ся в положення близьке до нейтрального ( $\gamma \approx 0$ ), коли продуктивність насоса дорівнює витокам рідини в системі. При зменшенні тиску пружина 5 зміщуватиме поршень 1 у зворотному напрямку (в бік відновлення кута  $\gamma$ ), і при тиску  $< p_{ном}$  шайба знов установиться в положення з максимальним кутом.

Розглянуті регулятори простої дії (див. рис. 2.15, 2.16) конструктивно прості і надійні в експлуатації, однак застосування їх доцільно лише в насосах з діапазоном тисків (зоною регулювання)  $(p_{max} - p_{ном})$  при зміні продуктивності від максимуму до нуля, що не перевищує  $\sim 35\%$  від  $p_{ном}$  :

$$(p_{max} - p_{ном}) / p_{ном} \geq 0,35.$$

Вказане обмеження обумовлено тим, що при зменшенні діапазона тисків  $(p_{max} - p_{ном})$ , в якому змінюється продуктивність насоса, пружина механізму стає непридатних розмірів. Для запобігання цьому застосовують двоступінчасті (слідкуючі) механізми регулювання зі зворотним зв'язком за положенням регулювального органу або за робочим тиском рідини.

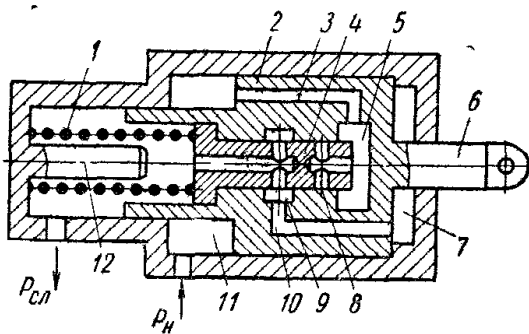


Рис. 2.17. Слідкуючий механізм регулювання продуктивності насоса зі зворотним зв'язком за положенням

надходити в порожнину 7 циліндра, і діючи на поршень 2 - переміщувати його в тому ж самому напрямку, що і плунжер 4, усуваючи при цьому розузгодження, яке створюється внаслідок зміщення останнього під дією тиску рідини. В результаті, поршень 2 буде «стежити» за рухом плунжера 4. До того, поки тиск  $p_n$  на виході з насоса не підвищиться до деякого номінального значення  $p_{ном}$ , якому відповідає прихід кромки отвору 8 до кромки каналу 9, продуктивність насоса буде максимальною, визначеною для аксіальної машини максимальним кутом  $\gamma$  нахилу шайби (див. рис. 2.16) або для радіальних насосів відповідно максимальним ексцентриситетом  $e$  (див. рис. 2.7). Після того як плунжер 4 переміститься під дією тиску в положення, при якому отвір 8 з'єднається з каналом 9, рідина надходитиме в порожнину 7, в результаті поршень 2 з тягою 7 прийде в рух, впливаючи на механізм регулювання в бік зменшення подачі насоса. В тому випадку, як-

що приріст тиску припиниться, плунжер 4 зупиниться і поршень, набігаючи на нього, роз'єднає канали 8 і 9, фіксуючи механізм регулювання в положенні проміжних витрат насоса. При подальшому збільшенні тиску до  $p_{\max}$  плунжер 4 (див. рис. 2.17) прийде до упора 12, і поршень 2 набігаючи на нього, установиться в положення, коли продуктивність буде дорівнювати витратам рідини, необхідним для компенсації її витоків в насосі і в регуляторі. В нагнітальну лінію рідина при цьому надходить не буде.

## 2.8. Об'ємні гідропередачі обертального руху

Об'ємна гідропередача (гідропривод) обертального руху (трансмісія) складається з насоса і гідромотора, а також гідроапаратури керування. Конструктивно вона може бути виконана у вигляді єдиного агрегата, що включає насос та гідромотор тієї або іншої конструкції (нероздільне виконання), або у вигляді окремих насоса і гідромотора, з'єднаних трубопроводами (роздільне виконання). В машинобудуванні розповсюджені передачі обертального руху відносно невеликих потужностей (до 50 - 100 к.с.), причому застосовуються переважно аксіально-поршневі типи насосів і гідромоторів. Максимальне число обертів коливається від 3600 об/хв - для малих потужностей до 350 об/хв - для великих потужностей; точність регулювання вихідної швидкості - біля 5%.

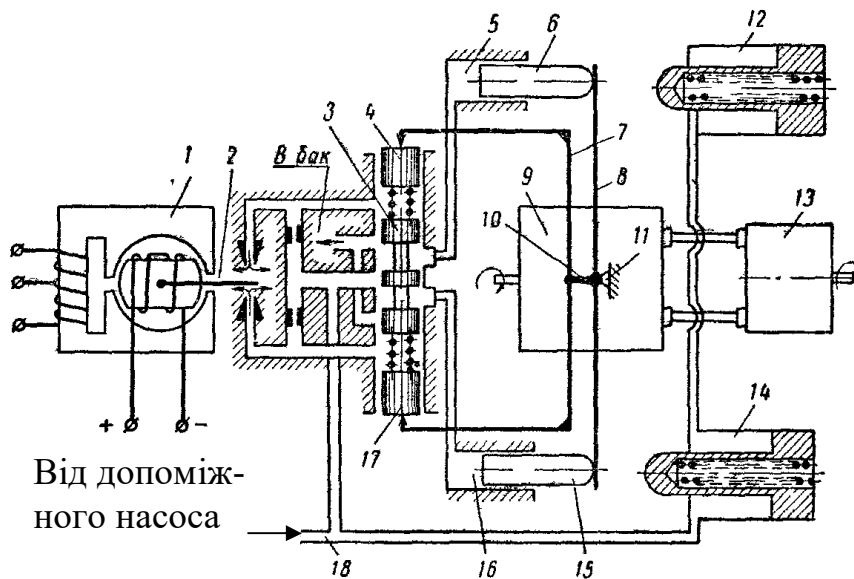


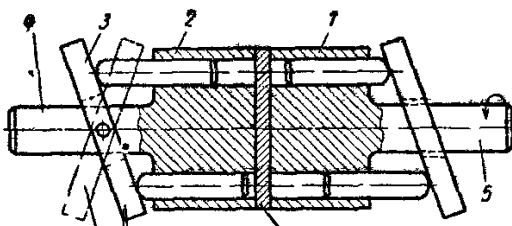
Рис. 2.18. Схема регулювання гідропередачі (трансмисії) з насосом і мотором аксіальних типів

**Регулювання швидкості гідропередачі.** При середніх і вище потужностях ( $N > 10 \text{ к.с.}$ ) розповсюджена система регулювання вихідної швидкості передачі з використанням об'ємних насоса і гідромотора, один з яких або обидва є гідромашинами з регульованим робочим об'ємом. В системах

гідроавтоматики широко використовується об'ємне регулювання за допомогою двокаскадного підсилювача типу сопло - заслінка. На рис. 2.18 подана принципова гідравлічна схема подібної гідропередачі, яка складається з регульованого насоса 9, керованого за допомогою підсилювача типу сопло-заслінка 2 з електромагнітним перетворювачем 1 і нерегульованого гідромотора 13. При зміщенні заслінки 2 із середнього положення рівність ти-

сків під поршнями 4 і 17 буде порушена, і плунжер 3 розподільного золотника зміститься на деяку величину, пропорційну куту повороту заслінки. При середньому положенні плунжера 3 рідина в циліндри 5 і 16 надходить не буде. Якщо тиск в циліндрах 5 і 11 однаковий, то важіль 8 керування поворотом люльки буде знаходитись в середньому положенні. Жорсткий зворотний зв'язок на поршні 4 і 17 здійснюється з вала 11 люльки насоса за допомогою важеля 10 і рами 7. Циліндри 12 і 14 призначені для установки люльки при втраті тиску в магістралі 17 (що живиться допоміжним насосом) в середнє положення, яка здійснюється за допомогою пружин. При наявності в магістралі тиску дані поршні, утоплюючись в циліндри, відтискаються від важеля 8, забезпечуючи його свободу переміщення під дією поршнів 6 і 15. Досвід показує, що в електромеханічному перетворювачі, виконаному у вигляді поворотних електромагнітів, кут повороту якоря є пропорційним напрузі на керуючій обмотці електромагніту.

**Гідродиференціальна передача.** В подібних передачах диференціювання здійснюється гідравлічним способом. Відповідна схема подана на рис. 2.19. Насос 2 (регульована частина) і мотор 1 (нерегульована частина) або обертаються як одне ціле, або мотор обертається з меншою або більшою швидкістю, ніж насос. При нульовому куті нахилу шайби 3 гідромотор жорстко зв'язується з насосом через рідину, замкнену в їх циліндрах,



Положен. реверса    Положен. прям. ходу    Розподілювальний диск  
Рис. 2.19. Принципова схема передачі гідродиференціального типу

причому “проковзування” валів насоса 4 і мотора 5 визначається об'ємними витоками рідини, замкненої в циліндрах. При нахилі шайби насоса гідромотор буде отримувати, крім основного руху разом з насосом, ще і відносний рух, який в залежності від напрямку подачі насоса буде збільшувати, або зменшувати швидкість вихідного вала 5. В пер-

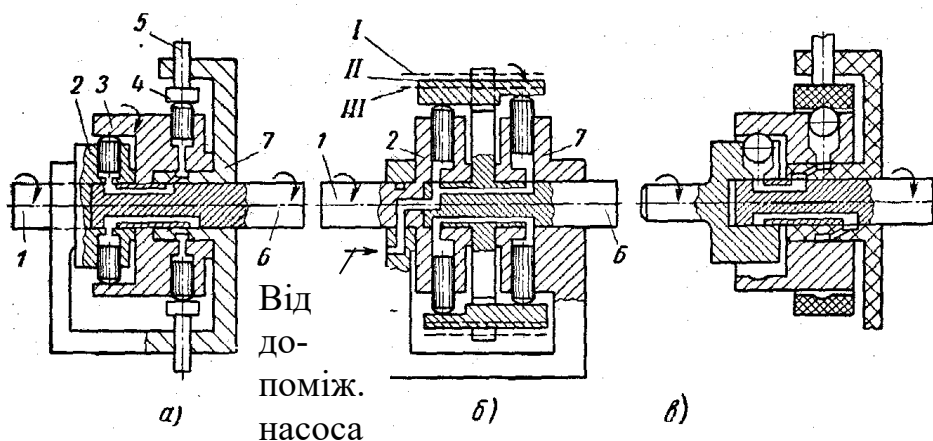


Рис. 2.20. Схеми гідродиференціальних передач радіального типу

шому випадку насос 2 подає рідину в робочу порожнину мотора 1, а в другому - робоча порожнина мотора з'єднується з неробочою (всмоктувальною) порожниною насоса, тому частина рідини з робочої порожнини мотора буде відбиратись насосом. Внаслідок цього вал гідромотора буде "проковзувати" відносно вала насоса, який в даному випадку діє як гідромотор, повертаючи приводному двигуну частину потужності, що відбирається у нього, в результаті число обертів вала гідромотора зменшиться.

На рис. 2.20, а показана схема диференціальної передачі радіального типу. Поршневий блок 2 насоса 7 зв'язаний з вхідним валом 1, а блок 3 гідромотора - з вихідним валом 6. Величини ходів поршнів насоса і гідромотора, тобто їх робочі об'єми, визначаються величинами ексцентрисистета блоків по відношенню до осей напрямних кілець 3 і 4. Величина ексцентрисистета не регулюється і визначається положенням напрямного кільця 4 за допомогою будь-якого регулятора, що впливає на штовхачі 5. Подібне положення кільця 4 буде відповідати редукції передачі 1 : 1. При наявності ексцентрисистета вихідний вал гідромотора буде отримувати через рідину уповільнення або прискорення в залежності від знака  $\epsilon$ : при  $\epsilon$  такого ж знака, що і ексцентрисистет насоса, швидкість вихідного вала буде більше швидкості вхідного вала і навпаки. Подібні передачі застосовуються також з регулюванням гідромотора і насоса, що здійснюється переміщенням загального напрямного кільця. На рис. 2.20, б показані різні положення напрямного кільця, що відповідають: зупинці гідромотора (положення I); редукції 2:1 (положення II) і редукції 1:1 (положення III). Варіант передачі даного типу з шариковими поршнями поданий на рис. 2.20, в.

## 2.9. Гідроциліндри

Силовий циліндр (гідроциліндр) є об'ємним гідродвигуном з прямолінійним зворотно-поступальним рухом робочого органа (поршня або плунжера) відносно корпусу. Гідроциліндри, що застосовують у верстатобудівництві підрозділяють: за напрямком дії робочої рідини - на циліндри односторонньої дії, у яких робочий рух вихідної ланки під дією тиску рідини можливий тільки в одному напрямку, а холостий хід здійснюється за допомогою пружини або зовнішньої сили (рис. 2.21, а, б, є) і двосторонньої дії, у яких робочий хід здійснюється в двох взаємно протилежних напрямках (рис. 2.21, в - є); за конструкцією робочої порожнини - на поршневі (див. рис. 2.21, а, в - є) і плунжерні (див. рис. 2.21, б).

Основні параметри гідроциліндрів регламентує ГОСТ 6540 - 68, у відповідності з яким установлені ряди номінальних тисків  $p_{ном}$  у порожнинах від 2,5 до 63 МПа, діаметрів  $D$  поршня - від 10 до 90 мм, діаметрів  $d$  штока - від 4 до 900 мм і хода поршня (плунжера)  $L$  - від 4 до 9500 мм.

Діаметр попередньо розраховують без врахування втрат на тертя і протитиск за виразом

$$D = (4F/\pi p)^{1/2}, \quad (2.43)$$

де  $p = F/S$  - робочий тиск рідини, Па;  $F$  - зусилля, яке розвиває гідроциліндр, Н;  $S = \pi d^2 / 4$  - робоча площа поршня,  $m^2$ .

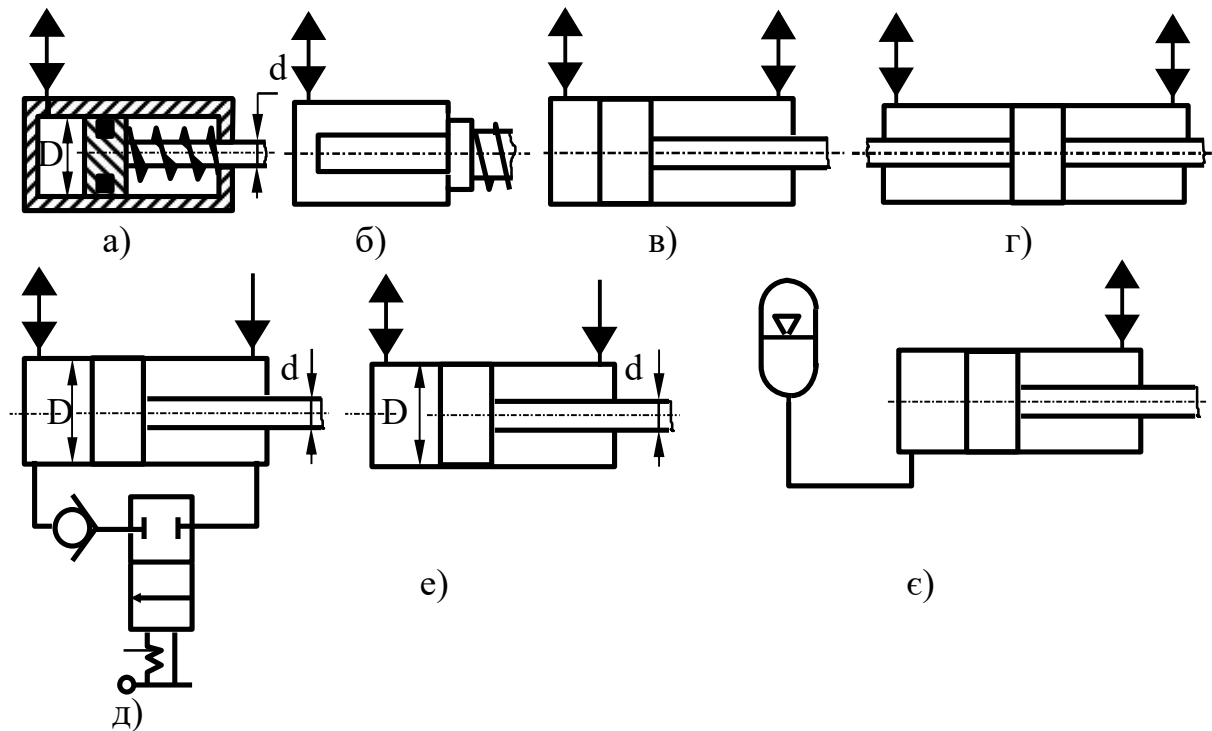


Рис. 2.21. Схеми гідроциліндрів

Об'єм гідроциліндра

$$V = S L = F L/p \text{ (м}^3\text{)}, \quad (2.44)$$

Рушійне зусилля  $F$  на штоці гідроциліндра і швидкість  $v$  його переміщення без врахування втрат на тертя, величини протитиску та витоків рідини визначають за формулами

$$F = p S; v = Q/S, \text{ (м/сек)} \quad (2.45)$$

де  $Q$  - витрати рідини,  $m^3$  /сек.

При проектному розрахунку гідроциліндрів, фактичне рушійне зусилля обчислюється таким чином

$$F_{\max} = F \eta_m, \quad (2.46)$$

де  $F$  - зусилля, розраховане за формулою (3.45);  $\eta_m = 0,97 - 0,85$  - механічний ККД гідроциліндра. Найчастіше приймають  $\eta_m = 0,95$ .

Фактичні потрібні витрати робочої рідини в гідроциліндрі

$$Q = v_T S \eta_{\text{заг}}, \quad (2.47)$$

де  $\eta_{\text{заг}} = v_{\text{ф}}/v_{\text{т}}$  - об'ємний ККД гідроциліндра;  $v_{\text{ф}}$ ,  $v_{\text{т}}$  - фактична і теоретична швидкості його поршня. В гідроциліндрах, поршні яких ущільнені гумовими або шкіряними манжетами або кільцями  $\eta_{\text{заг}} = 1$ , при ущільненні розрізними металевими кільцями  $\eta_{\text{заг}} = 0,98 \dots 0,99$

Відношення довжини  $L$  ходу поршня до діаметра  $D$  звичайно обирається  $L / D < 15$  і не повинно перевищувати 20.

Коли необхідно розвинути велике зусилля при робочому ході і високу швидкість холостого ходу застосовують гідроциліндри з тонким штоком, підключені за схемою, яка подана на рис. 2.21, д. Для здійснення робочого руху поршня рідина подається в поршневу порожнину, тоді як штокова через відкритий двоходовий розподільник (нижня позиція за схемою) і зворотний клапан - з'єднується з поршневою порожниною, що забезпечує додаткову подачу рідини в останню. Для повернення поршня у вихідне положення розподільник закривається (верхня позиція), поршнева порожнина з'єднується зі зливом, а штокова - з напірною гідролінією.

При реалізації схеми диференціального включення гідроциліндра (див. рис. 2.21, е) діаметр штока обирається за залежністю  $d = D/2^{1/2}$ . При постійній подачі рідини в штокову порожнину гідроциліндра ефективні площі поршня на холостому і робочому ході будуть рівними

$$S_{\text{еф}} = \pi d^2 / 4. \quad (2.48)$$

У відповідності з цим, швидкості і зусилля, що розвиває поршень при ході в обидві сторони будуть також рівними.

На рис. 2.27, є показана схема включення гідроциліндра в систему з гідроаккумулятором. При подачі рідини в штокову порожнину гідроциліндра, його поршень буде переміщуватись ліворуч, витискуючи рідину з поршневої порожнини в газогідравлічний акумулятор. У випадку з'єднання поршневої порожнини зі зливною лінією поршень буде рухатись праворуч під дією рідини, яка стиснута в порожнині гідроаккумулятора.

Зусилля, яке розвивається під час ходу ліворуч

$$F_1 = \pi (D^2 - d^2) p_{\text{н}} / 4 - \pi D^2 p_{\text{а.макс}} / 4. \quad (2.49)$$

При ході праворуч

$$F_2 = \pi D^2 p_{\text{а.мін}} / 4, \quad (2.50)$$

де  $p_{\text{а.макс}}$ ,  $p_{\text{а.мін}}$  - максимальний і мінімальний тиски в гідроаккумуляторі при зміні його газового об'єму.

**Гідроциліндри спеціального призначення.** Вертикально установлений плунжерний гідроциліндр (рис. 2.22, а) призначений для переміщен-

ня вверх робочої ланки верстата або машини. Рух вниз відбувається під дією сили тяжіння.

Блок горизонтальних плунжерних гідроциліндрів (рис. 2.22, б) дозволяє отримувати робочий рух в обидві сторони.

Для здійснення великих ходів використовують телескопічні гідроциліндри (рис. 2.22, в), що складаються з двох або більшого числа секцій, загальний хід яких перевищує довжину корпусу гідроциліндра.

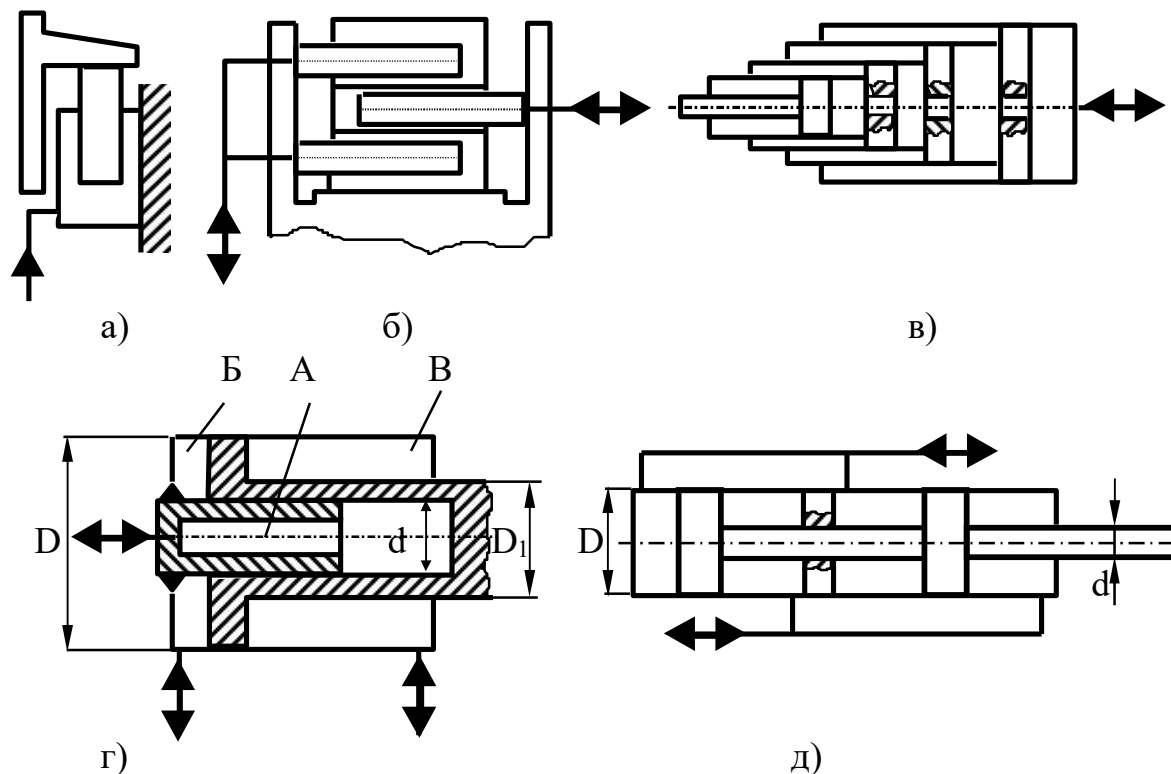


Рис. 2.22. Схеми гідроциліндрів спеціального призначення

Часто доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус гідроциліндра. В цьому випадку рідина в робочі порожнини підводиться через гнучкі шланги або через пустотілі штоки.

На рис. 2.22, г зображена схема гідроциліндра зі східчастим поршнем, яка забезпечує декілька швидкостей робочих ходів. При подачі рідини в порожнину А отримуємо максимальну швидкість

$$v_1 = 4 Q / \pi d^2 \quad (2.51)$$

і мінімальне зусилля

$$F_1 = p \pi d^2 / 4. \quad (2.52)$$

У випадку з'єднання з напірною лінією порожнини Б маємо середнє значення швидкості і зусилля

$$v_2 = 4 Q / \pi (D^2 - d^2); \quad (2.53)$$

$$F_2 = p \pi (D^2 - d^2) / 4. \quad (2.54)$$

Якщо витрати від насоса надходять одночасно в порожнини А і Б швидкість штока буде мінімальною, а зусилля максимальним

$$v_3 = 4 Q / \pi D^2, \quad (2.55)$$

$$F_3 = p \pi D^2 / 4. \quad (2.56)$$

Швидкість і зусилля зворотного ходу (при подачі рідини в порожнину В)

$$v_4 = 4 Q / \pi (D^2 - D_1^2), \quad (2.57)$$

$$F_4 = p \pi (D^2 - D_1^2) / 4. \quad (2.58)$$

У деяких випадках, коли обмежена можливість застосування в приводі агрегатів з великими діаметрами, але не обмеженої довжини, використовують подвійні (тандем) гідроциліндри (рис. 3.22, д). Зусилля, що розвивається  $F$  і швидкість  $v$  переміщення такого двопоршневого гідроциліндра, визначаються за виразами

$$F = p(S_1 + S_2); v = Q / (S_1 + S_2), \quad (2.59)$$

де  $S_1 = \pi D^2 / 4$  і  $S_2 = \pi (D^2 - d^2) / 4$  - ефективні площі поршнів. Тандем - гідроциліндри розповсюджені в гідропідсилювачах систем керування.

## 2.10. Регулювання швидкості поршня гідроциліндра

Регулювання швидкості поршня гідроциліндра досягається зміною витрат рідини, що підводяться до його робочої порожнини. В залежності від способу, за допомогою якого здійснюється вказана зміна, розрізняють об'ємне та дросельне регулювання швидкості. *Об'ємний спосіб регулювання* реалізується за рахунок зміни об'єму робочої порожнини або частоти обертання вала насоса. При *дросельному способі регулювання* швидкість поршня змінюється шляхом збільшення або зменшення гідравлічного опору дроселя (площі його прохідного перерізу), включеного в гідравлічну схему циліндра. В даному випадку надлишкова частина робочої рідини, яка подається від насоса, - відводиться через переливний клапан в бак, не виконуючи ніякої роботи. Вибір способу регулювання швидкості залежить від багатьох факторів, зокрема від характеру зміни навантаження, швид-



кості виконавчого механізму, особливо при малих переміщеннях, необхідного тиску, потужності, а також визначається економічними міркуваннями.

### 2.10.1. Об'ємний спосіб регулювання швидкості

В гідравлічній схемі (рис. 3.23) робоча рідина від регульованого нерверсованого насоса 1 подається до розподільника 3, а від нього, в залежності від положення золотника розподільника, в ліву або в праву порожнину гідроциліндра 4. Запобігання перевантаженню системи здійснюється за допомогою клапана 2, а невеликий підпір у зливній магістралі установлюється підпірним клапаном 5. В даному випадку ліва порожнина гідроциліндра через розподільник підключена до насоса, а права - до бака. Регулювання швидкості виконується насосом, за рахунок зміни величини ексцентриситета, якщо даний насос радіально-поршневий, або нахилом шайби в аксіально-поршневих насосах. Перетікання робочої рідини: в гідроциліндрі  $q_{ц}$ , в розподільнику  $q_p$ , в насосі  $q_n$ . При певному настроюванні насоса дійсні витрати рідини, що надходять до гідроциліндра

$$Q = Q_T - q_{ц}, \quad (2.60)$$

де  $Q_T$  - теоретична продуктивність насоса;  $q_y = q_n + q_p + q_{ц}$  - витрати в агрегатах системи. Інтенсивність зворотних потоків рідини залежить від перепаду тисків  $\Delta p$  між робочими і неробочими порожнинами в агрегатах. Дана залежність має лінійний характер при зазорах в місцях сполучень 0,02 - 0,04 мм і  $\Delta p \leq 6$  МПа. Тиск в штоковій порожнині гідроциліндра під час холостого ходу визначається силами тертя в циліндрово-поршневій групі і в напрямних виконавчого механізму 5, а також силою, яка виникає від протитиску рідини в штоковій порожнині

$$p = 4 \Sigma T / \pi D^2, \quad (2.61)$$

де  $\Sigma T$  - сума сил тертя і протитиску;  $D$  - діаметр гідроциліндра.

Під час робочого ходу крім сили  $\Sigma T$  руху поршня протидіє корисне навантаження  $P$ , тому тиск в поршневій порожнині збільшиться і складе

$$p_p = 4(\Sigma T + P) / \pi D^2 \quad (2.62)$$

Збільшення тиску в системі приведе до інтенсивних зворотних потоків рідини, тому робоча швидкість буде меншою швидкості холостого ходу:

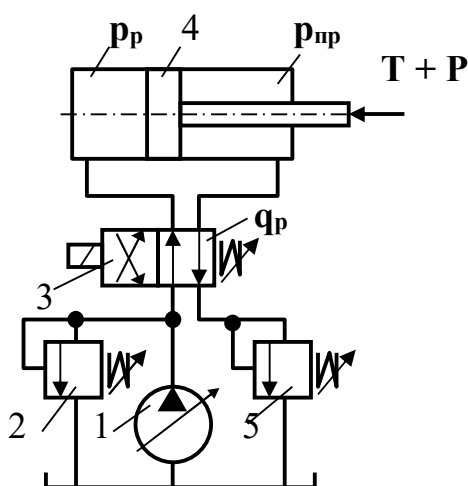


Рис. 2.23. Принципова схема об'ємного способу регулювання швидкості

$$v_p = 4(Q_r - q_y) / \pi D^2 \cong v_x - 4q_y / \pi D^2, \quad (2.63)$$

де  $v_x$  – швидкість холостого ходу.

Введемо поняття відносної зміни швидкості  $\delta$  при збільшенні навантаження від  $\Sigma T$  до  $\Sigma T + P$ :

$$\delta = (v_x - v_p) / v_p. \quad (2.64)$$

З деяким наближенням можна вважати, що

$$q_y = K \Delta p, \quad (2.65)$$

де  $K$  – питомі витоки по всій гідросистемі при перепаді тиску  $\Delta p$ ;  $\Delta p = p_p - p_x = 4 P / \pi D^2$ .

Підставивши значення всіх величин в формулу (3.64), отримуємо

$$\delta = 16 K P / \pi D^2 v_p. \quad (2.66)$$

Відносна зміна швидкості особливо велика при малих робочих швидкостях. Для великих швидкостей ( $> 1$  м/хв) вплив витоків на зміну швидкості поршня стає менш відчутним.

З аналізу роботи гідравлічної системи з об'ємним способом регулювання швидкості, а також аналізу формули (3.66) можна зробити такі висновки: 1) при малих швидкостях і перемінних навантаженнях переміщення поршня стають нерівномірними внаслідок втрат (особливо в регульованому насосі). Для більших швидкостей ( $> 1$  м/хв) вплив витоків на зміну швидкості поршня стає менш помітним; 2) для зменшення відносної зміни швидкості  $\delta$  необхідно йти шляхом усунення зворотних потоків рідини за рахунок зменшення зазорів в парах, що сполучаються і введення надійних ущільнювальних пристроїв в рухомих з'єднаннях. Зниженню  $\delta$  сприяє також збільшення діаметра гідроциліндра, що однак приводить до зростання габаритів і ваги усього механізму.

Слід відмітити, що гідросистема з регульованим насосом дає можливість безступінчасто змінювати швидкість (в діапазоні, який залежить від технічної характеристики насоса) без втрат енергії, пов'язаних з відведенням надлишку рідини під тиском через запобіжний клапан. Об'ємний спосіб регулювання швидкості застосовується в протяжних, відрізних, по-вздовжньо-стругальних верстатах, шліфувальних верстатах портального типу, призначених для шліфування станин і великогабаритних корпусних деталей, в термопластавтоматах, пресах і інших машинах. Даний вид регулювання знайшов також широке використання під час реалізації обертального руху.

### 2.10.2. Дросельний спосіб регулювання швидкості

Системи дросельного регулювання можна розділити на: системи з регульованим насосом ( $Q \neq \text{const}$ ) і постійним тиском ( $p_n = \text{const}$ ), що устано­влюється регулюванням переливного клапану (див. розд. 5.1); системи з нерегульованим насосом ( $Q = \text{const}$ ) і з перемінним тиском ( $p_n \neq \text{const}$ ), який визначається робочими умовами. Рідше використовують комбіновані системи. Найбільш розповсюдженою є перша схема. В даному випадку особливі переваги мають системи, в яких декілька приводів живляться від одного насоса і в швидкодійних гідропідсилювачах з високим коефіцієн­том підсилювання за потужністю. Дросель в системах з  $p_n = \text{const}$  може бу­ти установленим в лінії живлення (на вході) гідравлічного двигуна (рис.2.24, а) і в зливній магістралі (на виході) (рис. 2.24, б).

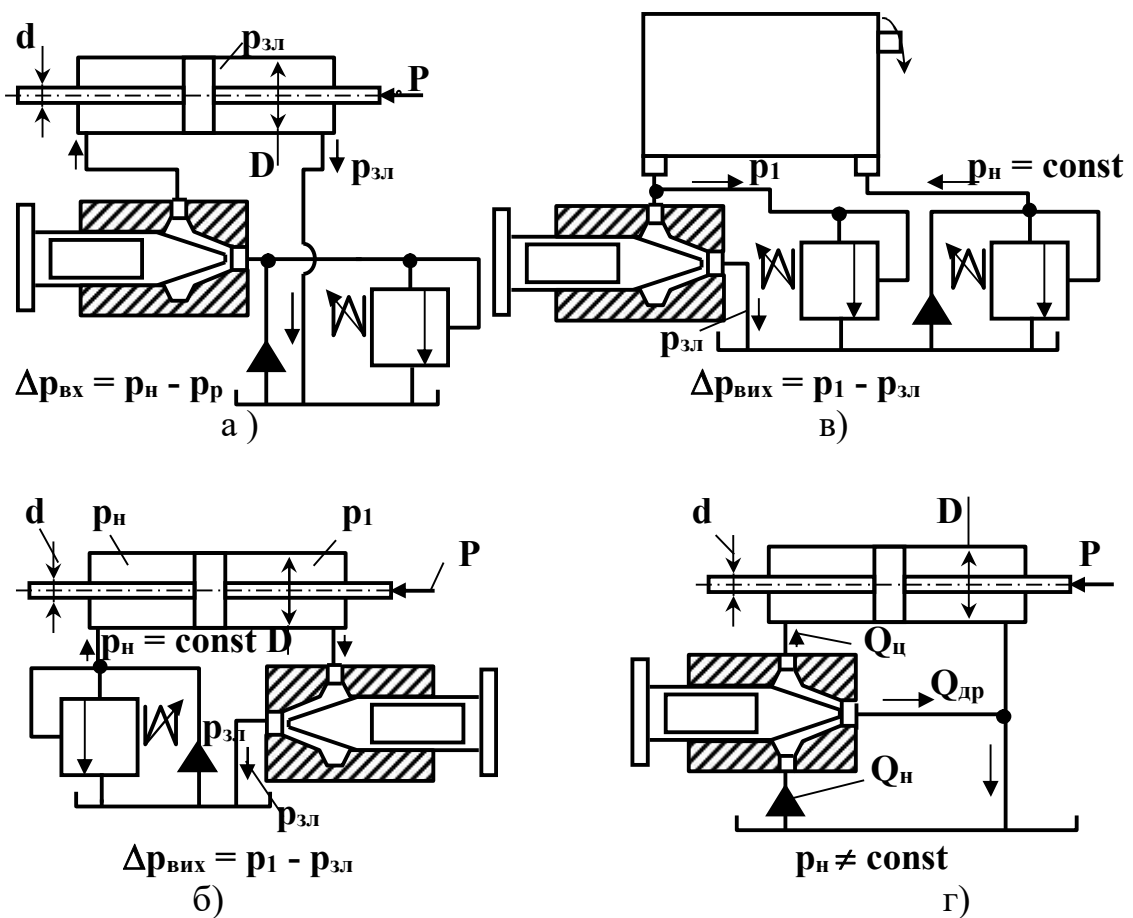


Рис. 2.24. Схеми дросельного регулювання швидкості гідродвигуна

Схеми з дроселем на виході забезпечують двосторонню жорсткість двигуна, тому вони можуть застосовуватись в системах зі знакоперемінни­ми навантаженнями. В подібних випадках схеми з дроселем на вході менш придатні, оскільки при зміні знаку зовнішнього навантаження двигуна шв­идкість руху його штока може значно збільшуватись, у зв'язку з тим, що дросель цьому збільшенню не протидіє. Дана схема не придатна також для роботи в режимі великих прискорень вихідної ланки. Зі схеми, поданої на

рис. 2.24, а, видно, що при різкому зниженні витрат рідини на вході в гідроциліндр шляхом дроселювання поршень буде переміщуватись під дією сили інерції рухомої маси. Використання останньої схеми особливо недоцільно в системах з гідродвигуном обертального руху, який може працювати в перехідних режимах з високими прискореннями вихідного вала, в результаті чого інерція оберткових вузлів двигуна і під'єднаної до нього маси зовнішнього навантаження може сягати значної величини. При установці дроселя на виході (рис. 3.24, в) збільшенню швидкості вихідного вала заважає опір даного дроселя. Однак при різкому гальмуванні, в лінії між ним та дроселем можуть виникати недопустимо високі тиски. Тому для захисту системи і гідромотора в з'єднувальній лінії слід установити запобіжний клапан. Крім того, дані схеми більш стійкі проти автоколивань, особливо при малих швидкостях руху гідродвигуна, ніж схеми з дроселем на вході.

Умова рівноваги сил, що діють на поршень, в схемі гідроциліндра з двохстороннім штоком при установленні дроселя на вході (див. рис. 2.24,а) може бути записана у вигляді рівняння

$$p_p F = p_{зл} F + P + T. \quad (2.67)$$

Оскільки  $p_p = p_n - \Delta p_{вх}$ , можливо написати

$$\Delta p_{вх} = p_n - p_{зл} - (P + T) / F. \quad (2.68)$$

При установці дроселя на виході (див. рис. 3.24, б)

$$p_n F = p_1 F + P + T. \quad (2.69)$$

оскільки  $p_1 = \Delta p_{вих} + p_{зл}$ , можна написати

$$\Delta p_{вих} = p_n - p_{зл} - (P + T) / F, \quad (2.70)$$

де  $\Delta p_{вх} = p_n - p_p$  і  $\Delta p_{вих} = p_1 - p_{зл}$  - перепад тиску на дроселі при установленні його відповідно на вході і на виході;  $p_n = \text{const}$  - тиск насоса;  $p_p$ -робочий тиск в гідроциліндрі для схеми з дроселем на вході (див. рис.2.24,а);  $p_{зл}$  - тиск в зливній магістралі;  $p_1$  - протитиск в неробочій порожнині гідроциліндра для схеми з дроселем на виході (див. рис. 2.24, б);  $P$  - навантаження, прикладене до штока;  $T$  - сила тертя в гідроциліндрі;  $F = \pi (D^2 - d^2) / 4$  - площа живого перерізу гідроциліндра;  $D$  і  $d$  - діаметри поршня і штока.

Перепад тиску на дроселях, а отже, і витрати рідини через них залежать від величини навантаження  $P$  на штоці гідроциліндра, причому перепади тиску в схемі з дроселем на виході і на вході будуть при всіх інших

рівних умовах рівні між собою. У відповідності з цим залежність швидкості від навантаження в даних схемах буде однаковою. Розрахунковий ККД однаковий для обох схем дросельного регулювання, однак в дійсних умовах ККД системи з дроселюванням на виході трохи нижчий, ніж для систем з дроселюванням на вході, внаслідок втрат на тертя в гідроциліндрі.

Необхідно відмітити, що системи дросельного регулювання мають відносно низький ККД, що обумовлено значними втратами енергії, оскільки в насосі системи незалежно від навантажень виконавчих двигунів, витрачається потужність, що відповідає повній продуктивності насоса і тиску, що визначається настроюванням переливного клапана. У відповідності з цим, при зменшенні навантаження до досить малої величини ККД може знизитись до нуля.

Найрідше використовуються системи з перемінним тиском ( $p_n \neq \text{const}$ ), в яких тиск живлення залежить від навантаження гідродвигуна (рис. 2.24, г). Надлишок рідини в даній схемі відводиться в бак через дросель, установлений паралельно з гідродвигуном (в лінії, що з'єднує напірну магістраль з баком). Рідина, що подається насосом в об'єм  $Q_n$ , ділиться на два паралельних потоки, один з яких  $Q_c$  надходить до гідроциліндра, а другий  $Q_d$  переливається через дросель в бак, причому кількісно дані потоки обернено пропорційні опорам гілок:

$$Q_n = Q_c + Q_d. \quad (2.71)$$

Якщо виразити гідравлічний опір дроселя через  $r_d = Q_d / \Delta p_d$ , де  $Q_d$  і  $\Delta p_d$  - витрати і перепад тиску на ньому, і знехтувати тиском в зливній магістралі, можемо написати

$$Q_c = (Q_n F r_d - P - T) / F r_d = Q_n - (P + T) / F r_d. \quad (2.72)$$

Швидкість поршня, так само як і в попередніх схемах, визначається настроюванням дроселя. При закритому дроселі вона максимальна; з відкриттям щілини дроселя частина рідини починає циркулювати в бак і швидкість відповідно зменшується. Якщо при повному відкритті дроселя його опір буде меншим ніж в циліндрово-поршневій групі, то вся рідина від насоса буде відводитись через дросель в бак, а поршень зупиниться. Споживана потужність насоса, і тиск в лінії нагнітання пропорційні корисному навантаженню, тому дана гідросистема є більш економічною ніж системи з дроселем на вході або на виході, оскільки її ККД вищий. Основним недоліком останньої системи є понижена жорсткість і необхідність в незалежному джерелі живлення для кожного споживача. Крім того, точність і стійкість регулювання в даному випадку нижча, ніж в попередніх схемах з  $p_n = \text{const}$ , однак рідина нагрівається менше. Це обумовлено тим, що тиск є пропорційним навантаженню, і лише при максимальній його величині досягає значення, на яке відрегульований переливний клапан.

З аналізу роботи гідравлічних систем з дросельним способом регулювання слідує, що, незалежно від місця розташування дроселя при його незмінному настроюванні і перемінному навантаженні постійність швидкості поршня не забезпечується, що пояснюється нестабільним перепадом тиску на дроселі. З чотирьох розглянутих гідравлічних схем у верстатах отримали широке використання в основному схеми з дроселем на вході та на виході. Проведені аналітичні дослідження та експерименти [17] з метою порівняння двох даних схем, показали, що вони рівнозначні. Рівномірність швидкості при установці дроселя у відгалуженні залежить не тільки від корисного навантаження, але і від величини самої швидкості. Для стабілізації швидкості поршня в механізмах подач металорізальних верстатів, де на нього діють перемінні навантаження, застосовується дросель з регулятором, який підтримує перепад тисків на заданому рівні.

Аналіз економічної ефективності об'ємного та дросельного гідропривода в металорізальних верстатах в залежності від потужності [18], показав, що не дивлячись на менші капіталовкладення при створенні останніх, застосування їх доцільно в приводах малої і середньої потужності (до 5кВт). Експлуатаційні витрати обох приводів істотно не відрізняються за величиною; при великій потужності, витрати для привода з об'ємним регулюванням значно менші ніж привода з дросельним регулюванням.

Останнім часом, у зв'язку із необхідністю зменшення нагрівання робочої рідини, в гідросистемах агрегатних напівавтоматів, а також шліфувальних і інших прецезійних верстатів, слід вважати прогресивним застосування регульованих насосів при малій потужності до 3 кВт з автоматичним регулюванням їх продуктивності [19]. Гідросистеми з дросельним регулюванням в подібних випадках, як правило, оснащуються додатковими установками для стабілізації температури робочої рідини.

### 3.11. Поворотні гідродвигуни

Поворотні гідродвигуни використовують для отримання періодичних зворотно-поворотних рухів. В *пластинчастих поворотних гідродвигунах* (рис. 2.25, а) пластина 5 виконана разом з ротором 4 і може повертатись в середині корпуса 6. Сектор 3 з гідролініями 1 і 2 прикріплений до корпуса 6. При подачі тиску в гідролінію 1 або 2 ротор під дією перепаду тисків повертається проти або за годинниковою стрілкою. Однопластинчастий поворотний гідродвигун (див. рис. 2.25, а) має кут повороту  $270 - 280^\circ$ , однак недоліком даної конструкції є наявність значного навантаження, що створюється тиском рідини на підшипники та вал ротора. В багатопластинчастому поворотному гідродвигуні (рис. 2.25, б) кут повороту значно менший, однак вал і підшипники ротора розвантажені від сил тиску рідини.

Обертальний момент  $M$  і кутова швидкість  $\omega$  на валу ротора пластинчастого поворотного гідродвигуна визначаються залежностями

$$M = b(R - r) \Delta p [(R + r) / 2] z = (1/2) \Delta p b (R^2 + r^2) z; \quad (2.73)$$

$$\omega = 2Q / b (R - r) (R + r) z = 2Q / (R^2 + r^2) bz, \quad (2.74)$$

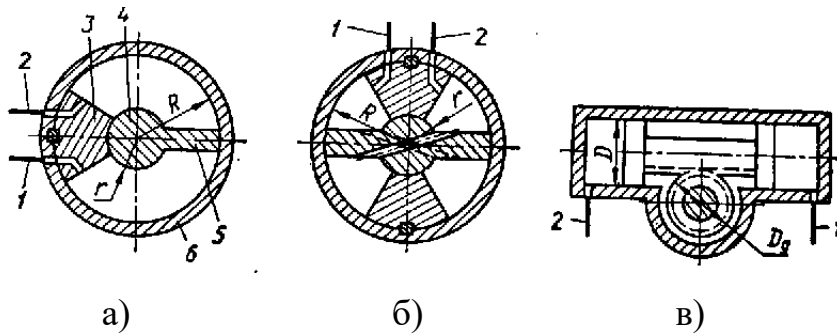


Рис. 2.25. Схеми пластинчастого (а, б) і поршневого (в) поворотних гідродвигунів

де  $b$  - ширина ротора;  $z$  - кількість пластин;  $Q$  - витрати рідини, що підводиться.

Недоліком таких двигунів є складність ущільнення прямих кутів пластин, яке звичайно здійснюється за ра-

хунок гарантовано малих зазорів. Інколи пластинчасті поворотні гідродвигуни виконують з круглими пластинами і робочими камерами, які є частиною тора.

Поршневий поворотний гідродвигун (рис. 2.25, в) це два гідроциліндри односторонньої дії з підводами 1 і 2. Поршні зв'язані загальним штоком рейкової передачі. Обертальний момент  $M$  і кутова швидкість  $\omega$  рейкової шестерні (діаметр ділительного кола  $D_d$ ) визначаються як

$$M = (\pi D^2/4) \Delta p (D_d/2) = (1/8) \Delta p \pi D^2 D_d; \quad (2.75)$$

$$\omega = 8 Q / \pi D^2 D_d. \quad (2.76)$$

При конструюванні подібних циліндрів необхідно забезпечити жорсткість їх деталей для того, щоб запобігти випинанню плоских поверхонь бокових кришок, в результаті чого може бути порушена внутрішня герметичність агрегата.

### 3. Напрямна гідроапаратура

Напрявні гідроапарати змінюють напрямок потоку робочої рідини шляхом повного відкриття або повного закриття прохідного перерізу. До даної групи апаратів відносяться гідророзподільники, зворотні клапани, а також деякі гідроклапани тиску, розподільники і апарати, що вбудовуються і які можуть працювати в режимі напрямних гідроапаратів.

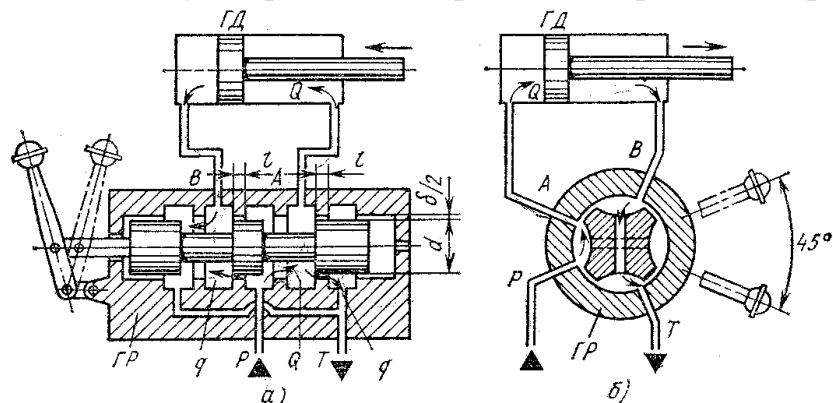


Рис. 3.1. Схеми дії розподільників золотникового (а) і кранового (б) типів

(трипозиційні розподільники), а також виконувати інші операції у відповідності з гидросхемою. Запірнорегулювальний елемент виконується у вигляді золотника з осьовим рухом або крана з поворотним рухом (рис.3.1). В положенні золотника розподільника ГР, показаного на рис. 3.1, а, потік робочої рідини  $Q$  з напірної лінії  $P$  по лінії  $A$  надходить в штокову порожнину гідродвигуна ГД, а з поршневої порожнини витискується через лінію  $B$  і розподільник в зливну лінію  $T$ . Після перемикання розподільника праворуч (або поворота ручки на  $45^\circ$ ) напрямок потоку реверсується ( $P$ –ГР– $B$ –ГД– $A$ –ГР– $T$ ), в результаті чого змінюється напрямок руху робочого органа. Трипозиційні розподільники мають додаткову середню позицію, в якій можлива зупинка ГД.

Напрявні апарати повинні мати малі витоки, незначні втрати тиску при протіканні через них потоку рідини, мінімальні зусилля для переміщення золотника (або крана), а також можливість отримання безударного реверса руху робочого органа при обмеженому часі перемикання. Переміщення золотника в корпусі можливе лише при наявності діаметрального зазору  $\delta$  між цими деталями, через який можливі витоки  $q$  рідини. Для зниження  $q$  необхідно зменшувати  $\delta$ , однак технологічно забезпечити  $\delta < 10 \mu\text{м}$  важко; крім того при малих зазорах знижується надійність роботи, оскільки деформації корпусу можуть викликати заклинення золотника. Для зниження витоків доцільно зменшувати  $d$  і збільшувати  $l$  поясків, що ущільнюють і приводять до небажаного збільшення втрат тиску.

Осьове зусилля, необхідне для переміщення золотника, залежить від робочого тиску, розмірів золотника, а також правильності його геометричної форми і форми отвору в корпусі. Тертя в золотниковій парі залежить

Гідророзподільники призначені для зміни напрямку або пуску та зупинки потоку робочої рідини в двох або більшому числі ліній в залежності від наявності зовнішнього впливу керування. Вони дозволяють реверсувати рух робочих органів, зупиняти їх



від часу перебування золотника у спокої під тиском. Установлено, що після витримки розподільника із золотником  $d = 25$  мм, який має два ущільнювальних пояска довжиною  $l = 4$  мм, під тиском 20 МПа впродовж 1 год на стенді, захищеному від вібрацій, зусилля, необхідне для початку переміщення золотника перевищує 500 Н. Після витримки під тиском і відключенні насоса зусилля залишається приблизно таким самим. Тертя золотника при наявності робочого тиску виникає внаслідок його нерівномірного розподілення в зазорі, що створює незрівноважене радіальне зусилля. Останнє діє лише на ті ущільнювальні пояски, по яких йдуть виточки робочої рідини, викликані перепадом тисків. Пояски, що мають однаковий тиск з обох сторін, радіальним зусиллям не навантажуються. Однією з причин виникнення затискувальних зусиль, що залишаються після зниження тиску є засмічення радіального зазору забруднювальними частками в робочій рідині. Напростіший спосіб зниження незрівноважених радіальних зусиль - прорізка на поясках ущільнювальних золотників розвантажувальних канавок шириною і глибиною 0,3 - 0,5 мм, які вирівнюють тиск в зазорі вздовж кола.

Крім гідростатичних на золотник також діють осьові гідродинамічні сили потоку робочої рідини  $P_{oc} = 0,324 Q (\Delta p_k)^{1/2}$ , де  $Q$  - витрати рідини через робочу кромку золотника, л/хв;  $\Delta p_k$  - перепад тисків на кромці, МПа. Гідродинамічні сили звичайно діють в напрямку закриття щілини. Для розподільників, що застосовуються у верстатобудівництві, ці зусилля порівняно невеликі, і спеціальних засобів для їх зменшення, як правило, не передбачається. Разом з тим, в регулювальній апаратурі компенсація  $P_{oc}$  в ряді випадків має велике значення.

При перемиканні розподільників можливі гідравлічні удари в системі. Для їх усунення на робочих кромках золотника виконують конічні фаски або дроселювальні прорізи, які забезпечують досить плавну зміну тиску в порожнинах гідродвигуна. Крім того, в розподільниках з гідравлічним і електрогідравлічним керуванням передбачається можливість регулювання швидкості переміщення золотника (час реверсу 0,05 - 3 с). Коли необхідна висока швидкодія, можуть застосовуватись розподільники з електрокеруванням, які спрацьовують за 0,01 - 0,02 с. Оскільки тягове зусилля і хід електромагніта обмежені, безпосереднє електрокерування розповсюджено для апаратів з  $D_y \leq 10$  мм; для більших типорозмірів використовується електрогідравлічне керування.

*Зворотні клапани* практично вільно пропускають потік робочої рідини в одному напрямку; при русі робочої рідини в протилежному напрямку клапани запирають потік. Зворотні клапани повинні бути герметичними у закритому і мати мінімальний гідравлічний опір у відкритому положенні.

*Гідроклапани тиску* (див. розд. 3.1) пропускають через себе потік робочої рідини при досягненні заданого тиску в лінії підведення, різниці тисків в лінії керування і лінії відведення або різниці тисків в двох лініях керування.

### 3.1. Золотникові розподільники

Розподільники класифікують за конструкцією, типом керування, діаметром умовного прохода, числом позицій, числом основних гідроліній, гідросхемою, способом установки золотника в позицію і типом проміжної плити.

Розподільники мають два основних конструктивних виконання: типів В і Р з міжнародними приєднувальними розмірами і типу ПГ, в останні роки зняті з виробництва (крім ПГ74-24М і ПГ72-34)

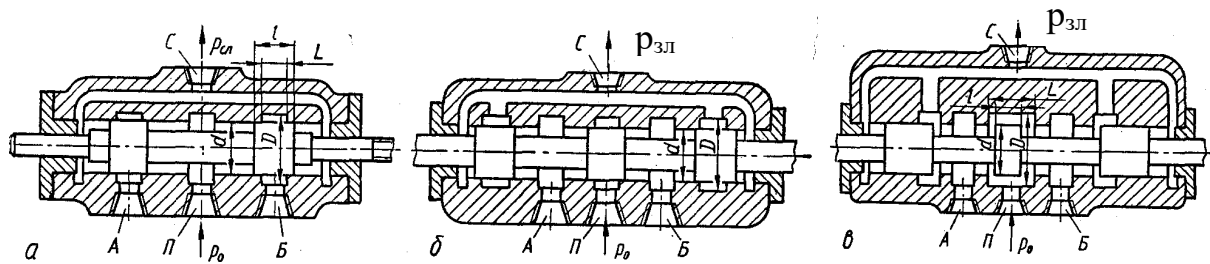


Рис. 3.2. Чотирилінійні гідророзподільники: а) – з двома поясками на плунжері; б) – з трьома поясками, закритими центром та зливом; в) – з відкритими центром та зливом

Розподільники мають п'ятикамерну (рис. 4.2, б, в) або трикамерну (рис. 4.2, а) конструкцію корпуса. В останньому випадку зливна лінія проходить через торцеві порожнини золотника. За даними фірми Region (ФРН) перевагу слід віддати п'ятикамерній конструкції, оскільки в даному випадку золотник краще центрується (зменшується знос і небезпека заклинення); ущільнення штовхача електромагніта не навантажені тиском, а отже, знижується сила тертя; відсутні обмеження на тиск в зливній лінії; суттєво знижуються діючі на золотник гідродинамічні сили потоку робочої рідини, виключаються гідравлічні удари при перемиканнях, збільшується ресурс. Разом з тим, в п'ятикамерній конструкції вимагається дренажна лінія для відведення витоків з торцевих порожнин золотника.

За типом керування розрізняють розподільники з керуванням: ручним від рукоятки або поворотної кнопки, ножним, механічним від кулачка, гідравлічним від допоміжного розподільника (пілота), електричним від штовхального електромагніта перемінного або постійного струму, електрогідравлічним, пневматичним або пневмогідравлічним.

Розподільники мають діаметри умовних проходів  $D_y$ , рівні 6, 8, 10, 16, 20, 22 і 32 мм; промисловістю випускаються також розподільники з більшими  $D_y$ , однак їх застосування у верстатобудівництві дуже обмежене.

За числом позицій, тобто фіксованих положень золотника відносно корпуса, розрізняють дво- і трипозиційні апарати.

За числом основних гідроліній розрізняють дво-, три-, чотири-, і п'ятилінійні розподільники. Різниця між двома останніми полягає в тому, що в першому з них крайні кільцеві канавки корпусу з'єднані внутрішнім каналом і підключені до однієї загальної лінії (див. рис. 3.1), а в другому зв'язані з двома незалежними лініями (звичайно зливними).

Розподільники керують рухом гідродвигуна таким чином, що в крайніх позиціях золотника рух гідродвигуна реверсується, а в середній позиції трипозиційні розподільники забезпечують його зупинку. Вимагаються різні варіанти з'єднань ліній при зупинці гідродвигуна або в момент перемикання, коли золотник проходить через проміжні положення. Вказані вимоги можуть бути виконаними шляхом застосування розподільників різного виконання за *гідросхемою*, які відрізняються, в основному, осьовими розмірами золотника або геометрією його робочих кромки.

У відповідності з ГОСТ 2690 – 86 приєднання каналів і трубопроводів апаратів позначаються: Р – напірна лінія; А, В – отвори приєднання апарата до споживача; Т – зливна лінія; Х, У, V – отвори потоку керування; L – дренажний отвір (злив витоків); М – отвір для манометра.

За способом установки золотника в позицію розрізняють виконання розподільників з фіксацією золотника у всіх позиціях або з пружинним поверненням золотника трипозиційних розподільників у середню позицію (при керуванні від кулачка - в крайню позицію) і двопозиційних - у вихідну позицію після зняття керуючого впливу.

Розподільники типу Р ( $P_n$ ) мають два виконання за *типом проміжної плити* (з відводенням труб вниз або в сторони).

Число каналів в корпусі розподільника визначає конструкцію золотника. Він може мати два, три, чотири і більше поясків. Пояски є затворами каналів і одночасно ущільнювальними елементами конструкції.

Чотирилінійні розподільники найбільш розповсюджені і виконуються із золотниками, що можуть мати два (див. рис. 3.2, а) або три (див. рис. 3.2, б, в) пояски. Робоча рідина підводиться до розподільників через канали П, а канали А і Б приєднують до порожнин гідродвигуна. Злив здійснюється через отвір С. Довжина пояска золотника  $1$  і довжина проточок кишень в корпусі  $L$ , а також їх взаємне розташування визначають умови з'єднання відповідних каналів розподільника, а отже напрямків руху потоків рідини і витратні характеристики гідроапарата.

На рис. 3.2, а, б показані схеми розподільників, в яких при нейтральному положенні золотника канали П ізольовані від А, Б і С, що досягається перекриттям кишень корпусу поясками золотника, оскільки  $1 > L$ . Такі апарати називаються *розподільниками із закритим центром і зливом*.

На рис. 3.2, в показаний пристрій, в якому довжина середнього пояска  $1$  менше довжини  $L$  центральної проточки корпусу, а осьова відстань між крайніми поясками золотника більша відстані між кишнями корпусу, що приєднуються до злива. Тому в нейтральному положенні між кромками поясків і кишень утворюються відкриті вікна і система повністю розванта-

жується від тиску, оскільки канали П, А, Б з'єднуються зі зливом С. Такий апарат називається *розподільником з відкритим центром і зливом*.

Щоб зменшити зусилля керування розподільником, який перепускає великі витрати рідини, застосовують двоступінчасті (двокаскадні) пристрої. В якості розподільника першого каскаду використовують пристрої зі струйною трубкою, типу сопло - заслінка, але частіше усього - золотникові розподільники з малим діаметром золотника.

### 3.2. Плоскі розподільники

Основні труднощі при виготовленні циліндричних золотників високої точності обумовлені складністю обробки і контролю якості внутрішньої робочої поверхні втулки. В зв'язку з тим представляє інтерес конструкція, в якій забезпечений доступ до цієї поверхні.

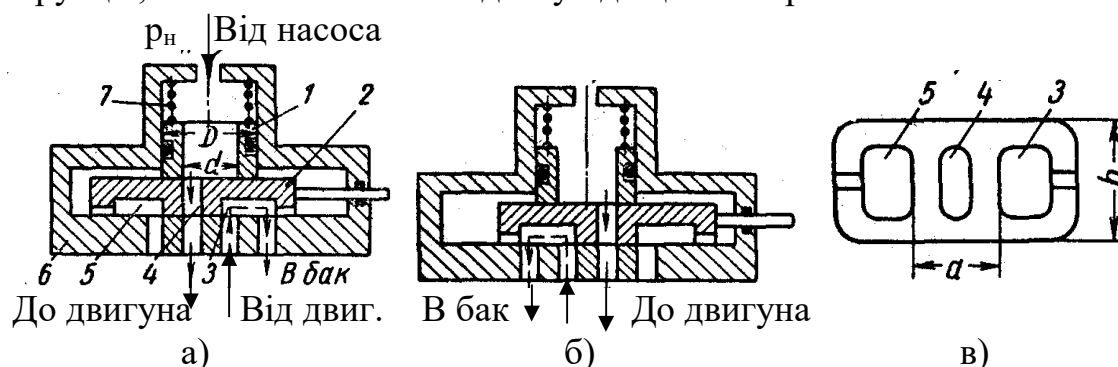


Рис. 3.3. Схеми розподільників з плоским золотником

На рис.3.3, а показана схема розподільника з плоским розподільним елементом (золотником), який задовольняє вказані вимоги. Плоский розподільний елемент 2 ковзає по плоскій основі (дзеркалу) корпуса 6, притискаючись до нього через втулку 1 пружиною 7 і тиском робочої рідини на втулку. Рідина від насоса через центральний наскрізний отвір 4 надходить в залежності від положення розподільника до лівого (див. рис. 3.3, а) або до правого (рис. 4.3, б) вікна живлення гідродвигуна і видаляється з неробочих порожнин через відповідні дренажні вікна 3 або 5. Форма вікон показана на рис. 3.3, в. Зусилля пружини підбирається таким чином, щоб був забезпечений щільний контакт при нульовому і малому тиску в системі з врахуванням тертя ущільнювальних кілець. Перевагою даних розподільників є можливість отримання високої герметичності, а також усунення, дякуючи вільній орієнтації рухомого елемента 2, імовірності його заклинення. Оскільки зазор між рухомими деталями плоского розподільника визначається товщиною несучої масляної плівки, утруднено також проникнення до нього твердих частинок забруднювача, внаслідок чого розподільники відрізняються високим терміном служби.

### 3.3. Кранові розподільники

Робочими елементами даних апаратів є циліндричні або конічні золотники (пробки), які здійснюють обертальні рухи в розточці корпусу, куди вони посаджені з мінімальним зазором. В кранах і в корпусі виконані канали і кишені, розташування яких дозволяє змінювати напрямок потоків рідини, що розподіляються і одночасно розвантажити кран від односторонніх радіальних і осьових сил. Як правило, такі пристрої застосовують для розподілення потоків рідини відносно невеликих витрат і тисків.

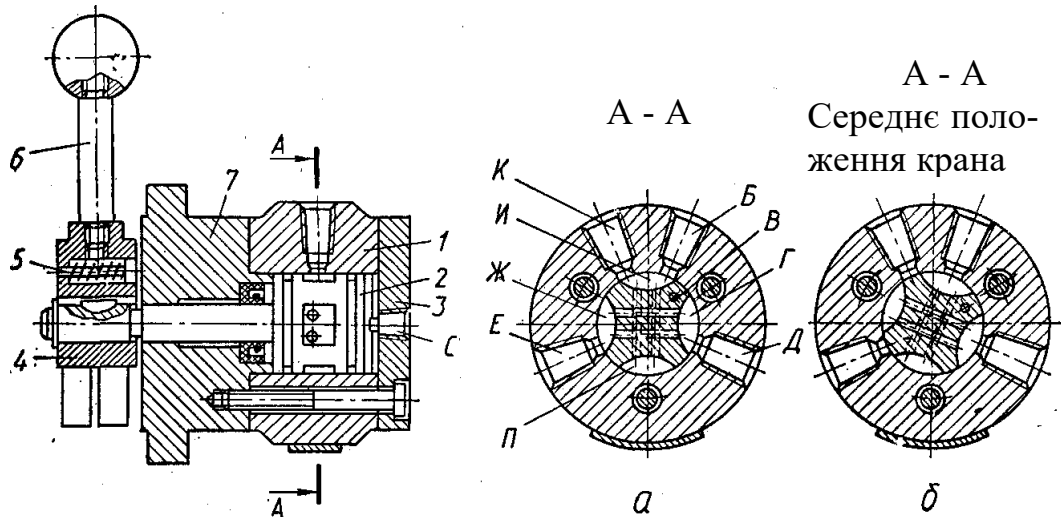


Рис. 3.4. Крановий гідророзподільник типу Г71-3: а, б – положення крана

Розглянемо крановий гідророзподільник типу Г71-3 (рис. 4.4). Пристрій складається з корпусу 1, крана 2, фланця 7, кришки 3, рукоятки 6, фіксатора 5 і вилки 4. В корпусі виконані чотири отвори, з яких К з'єднується з напірною лінією, Б і Д – з гідродвигуном, Е – зі зливною лінією. На циліндричній поверхні крана вифрезеровані чотири лиски. Кожна пара діаметрально протилежних лисок з'єднується між собою отворами. Порожнини, утворені лисками в крані і обмежені циліндричною поверхнею внутрішньої розточки корпусу, позначені як И, Ж, П, Г, забезпечують зміну напрямків руху потоків рідини. В положенні крана, зображеного на рис.4.5, а, отвір К з'єднано з камерою И і відкритий прохід рідини до споживача через отвір Б. Від споживача через отвір Д, камери Г і Ж рідина надходить на злив через отвір Е. При повороті крана на  $45^\circ$  напрямки потоків рідини змінюються на протилежні. В залежності від типу виконання розподільника при середньому положенні крана 2 (рис. 4.4, б) обидві порожнини двигуна можуть бути приєднаними до джерела живлення або до злива. Для статичного розвантаження крана від дії осьових сил його торцеві порожнини з'єднані між собою отвором В і сполучаються зі зливом через отвір С кришки 3. Кранові пристрої типу Г71-3 розподіляють потоки рідини з номінальними витратами 8 л/хв і тиском живлення до 20 МПа.

### 3.4. Клапанні розподільники

В гідросистемах деяких машин розповсюджені клапанні розподільники, які прості у виготовленні і забезпечують практично абсолютну герметичність і надійність при тривалій експлуатації, хоча і вимагають значно більших, ніж розподільники інших типів, зусиль керування.

Клапанний розподільник (рис. 3.5, а) складається з клапана 1, який під дією пружини 3 притискується до сідла в корпусі 2. Камери А і Б через канали під'єднані відповідно до гідродвигуна і напірної лінії. Якщо під дією зусилля керування  $H$  клапан переміститься вниз, то рідина з камери Б буде надходити до камери А. З метою статичного розвантаження клапанів від дії сил тиску рідини застосовують ряд конструктивних рішень. На рис. 3.5, б показана схема пристрою, де запірний клапан 2 оснащений поршнями 1 і 3 із зовнішніми діаметрами  $D_1$  і  $D_1$ . Зі схеми видно, що при  $D=D_1$  осьове зусилля  $H$  керування визначається силою пружини. Зменшуючи діаметр  $D_1$  поршня 3, можна створити умови, при яких необхідна герметичність посадки клапана 2 на сідло при досить еластичній пружині буде забезпечуватись тиском рідини  $P = p_0 (\pi/4) (D^2 - D_1^2)$ .

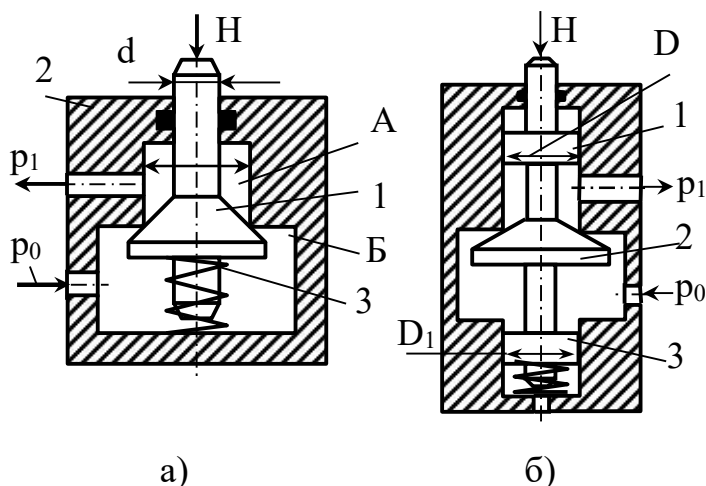


Рис. 3.5. Схеми клапанних розподільників

На рис. 4.6 показана схема трипозиційного електромагнітного розподільника прямої дії з двома клапанами 1, 4, що керуються електромагнітами 2 і 3. При включених електромагнітах кожний з клапанів притиснутий пружиною до свого сідла. При цьому магістраль нагнітання перекрита, а споживачі з'єднані зі зливом. При включенні електромагніта 2, клапан 1, стискаючи пружину, переміститься в крайнє ліве положення і притиснеться до протилежного сідла; в цьому положенні один зі споживачів з'єднується з магістраллю нагнітання. При включеному електромагніті 3 і виключеному електромагніті 2 спрацьовує клапан 4, з'єднуючи другого споживача з магістраллю нагнітання.

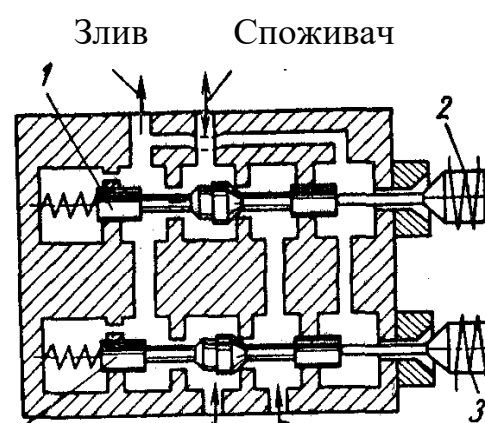


Рис. 3.6. Схема клапанного розподільника з електромагнітним приводом

### 3.5. Зворотні клапани

Зворотні клапани за ГОСТ 21464 - 76 (рис. 3.7) (див. також даний розд. вище) складаються з корпусу 1, сідла 2, плунжера 3, пружини 4, пробки 5, штифтів 7 і ущільнень. Прямий потік робочої рідини проходить з отвору 8 (А) в отвір 6 (В); при зміні напрямку потоку клапан запирається. Зворотні клапани - це пасивні опори, тому найкращими вважаються ті пристрої, в яких втрати енергії потоку мінімальні. В залежності від форми запирального елемента (затвора) розрізняють шарикові, пластинчасті, конічні і золотникові клапани. В більшості конструкцій затвори клапанів підтиснуті до сідла пружиною зусиллям, розрахованим тільки на подолання сил тертя і ваги затвора. Посадочні поверхні сідла шарикових і конічних затворів виконують у вигляді частин корпусу, чим забезпечується найкраща герметичність клапанів. Конструктивні схеми клапанів, зображені на рис. 3.1, при дотриманні викладених вимог до їх пружин можна розглядати і як схеми зворотних клапанів. Зворотні клапани без пружин монтується тільки вертикально, сідлом донизу. В цьому випадку затвор на сідло сідає під дією власної ваги і ваги рідини. Найпростіші у виготовленні, але найменш надійні в експлуатації шарикові клапани, оскільки, пропускаючи рідину, шарик повертається, вібує, що викликає викришування як його поверхні, так і сідла, а отже і порушення герметичності клапана. Щоб забезпечити більш надійну герметичність таких гідроапаратів послідовно з'єднують декілька зворотних клапанів.

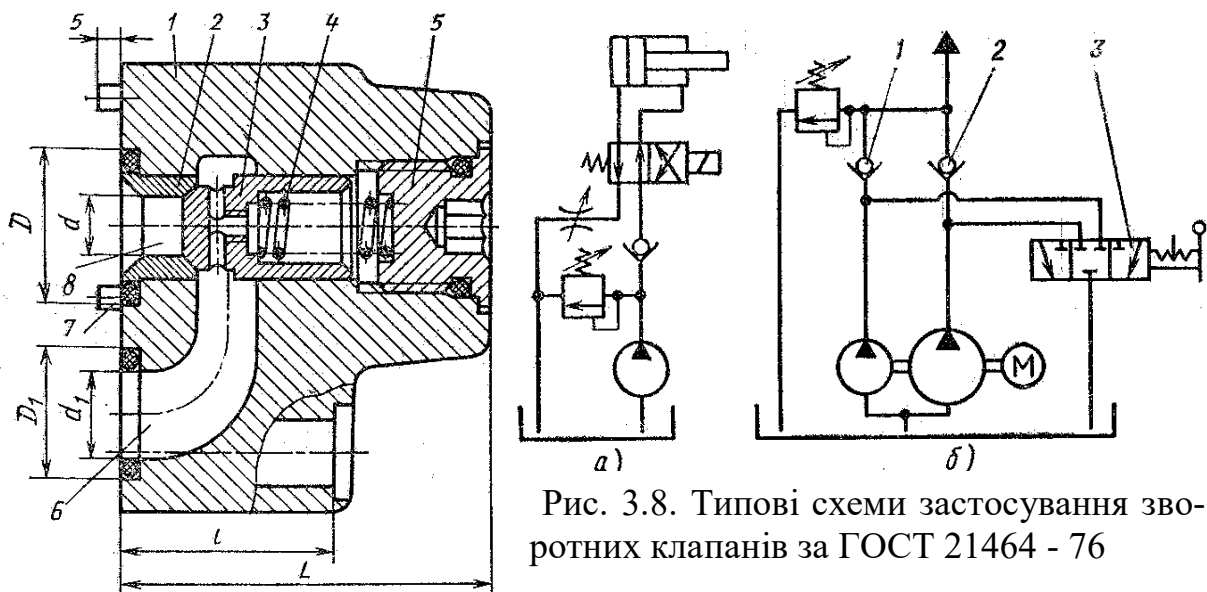


Рис. 3.7. Зворотний клапан

Рис. 3.8. Типові схеми застосування зворотних клапанів за ГОСТ 21464 - 76

В схемі рис. 3.8, а зворотний клапан виключає можливість зливу робочої рідини з гідросистеми при виключенні насоса. Зворотні клапани 1 і 2 (рис. 3.8, б) дозволяють незалежно розвантажувати насоси за допомогою розподільника 4. В ряді випадків зворотні клапани з нормальною або підсиленою пружиною можуть застосовуватись і для створення підпору в окремих ділянках гідросистеми.

## 4. Контрольно-регулювальна гідроапаратура

Контрольно-регулювальні гідроапарати змінюють тиск, витрати і напрямок потоку робочої рідини шляхом часткового відкриття робочого прохідного перерізу. До таких апаратів відносяться клапани тиску, що обмежують, підтримують або регулюють тиск в гідросистемі; дроселі та регулятори витрат, які підтримують задані витрати рідини, а також дроселювальні гідророзподільники, що забезпечують зміну витрат і напрямку потоку рідини в декількох лініях одночасно (див. розд. 3).

### 4.1. Клапани тиску

Клапани тиску діляться на напірні запобіжні (або переливні), редукційні і клапани різниці тисків. Існують також комбіновані апарати, що виконують функції переливного або редукційного клапанів (в залежності від напрямку потоку), редукційного клапану і реле тиску. *Запобіжні клапани* захищають привід від тисків, що перевищують установлене значення. Вони діють лише в аварійних ситуаціях (пропускають рідину з напірної лінії в зливну) на відміну від *переливних клапанів*, призначених для підтримання заданого тиску шляхом безперервного зливу рідини під час роботи. У верстатах запобіжні клапани, як правило, працюють в режимі переливних.

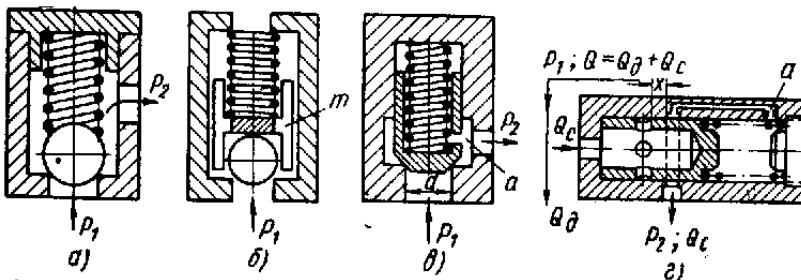


Рис. 4.1. Гідроклапани тиску шарикового (а і б), конусного (в) і плунжерного (г) типів

При невеликих витратах і робочих тисках застосовують запобіжні клапани прямої дії (рис. 4.1), принцип дії яких оснований на зрівноваженні тиску робочої рідини, що діє на затвор

запірно-регулювального елемента, зусиллям пружини або вантажу. Коли сила, що створюється тиском, подолає зусилля пружини (вантаж), клапан підніметься зі свого сидла і відкриє прохід для рідини. Площа живого перерізу і конфігурація щілини проходу визначають гідравлічний опір клапана потоку рідини і будуть впливати на зміну тиску в напірній і зливній гідролініях, до яких підключений гідроклапан. В залежності від форми запиральних елементів розрізняють: шарикові клапани (див. рис. 4.1, а, б), клапани з конічними (див. рис. 4.1, в), плунжерними (див. рис. 4.1, г) (золотниковими) і іншими затворами. Сідло каналів, що запираються може бути з гострими кромками (див. рис. 4.1, а, б, в), мати плоску, конічну, кільцеву (див. рис. 4.1, г), сферичну і іншу форму поверхні. При зростанні витрат рідини і робочого тиску різко збільшуються розміри пружини, тому в гідросистемах частіше використовують апарати непрямої дії, в яких допоміжний -



клапан керує переміщенням переливного золотника, підключеного до напірної і зливної гідролінії.

Запобіжні клапани повинні підтримувати постійним установлений тиск в можливо більш широкому діапазоні зміни витрат робочої рідини, що проходять через клапан. В динамічних режимах необхідна швидкодія, яка виключає різке зростання тиску під час пікових витрат (наприклад, при включенні насоса або гальмуванні гідродвигуна). Однак підвищення швидкодії часто викликає втрату стійкості, супроводжується шумом і коливаннями тиску. Тому, конструкція клапана повинна забезпечувати оптимальну величину демпфування; при цьому пік тиску не перевищує 15 - 20%.

*Редуційні клапани* забезпечують створення постійного тиску в окремих ділянках гідросистеми, зниженого у порівнянні з тиском в напірній лінії. При робочих тисках до 10 МПа (інколи до 20 МПа) для запобігання гідросистем від перевантажень, підтримання заданих тиску або перепаду тисків в підводному і відводному потоках робочої рідини, для дистанційного керування потоком і різноманітних блокувань широко застосовують *гідроклапани тиску* (напірні золотники), в яких на торець золотника діє тиск робочої рідини в одній лінії керування, а на протилежній - тиск в іншій лінії керування і зусилля пружини, що регулюється. Апарати мають дві основні лінії і дві лінії керування, причому, використовуючи ці лінії незалежно або з'єднуючи їх, можна отримати чотири виконання клапану, що мають різне функціональне призначення (клапани можуть працювати в режимі запобіжного або переливного клапанів, а також в режимах регульованих клапанів різниці тисків і клапанів послідовності).

До групи комбінованих апаратів відносяться регулятори тиску для гідроциліндрів, що врівноважують і клапани зусилля затискання. Перші призначені для підтримання установленного тиску в лінії відведення незалежно від напрямку потоку і є апаратами непрямої дії. Другі аналогічні за функціональним призначенням, є апаратами прямої дії і можуть додатково оснащуватись мікрровимикачем, що контролює осьове положення золотника.

Клапани тиску розрізняються за конструкцією (див. рис. 4.1), типом керування, діаметром умовного проходу, приєднанням і номінальним тиском.

Більшість клапанів має ручне керування і лише деякі виконання запобіжних клапанів мають електричне керування розвантаженням.

Клапани, що застосовуються у верстатобудівництві, мають *діаметри умовних проходів* 10, 20 і 32 мм. Промисловістю випускаються також апарати з діаметрами умовних проходів 40 і 50 мм.

Клапани мають різьбове і стикове виконання за *приєднанням*. В першому випадку отвори корпусу для під'єднання ліній мають конічну або метричну різьбу; в других отвори виводяться на стикову площину і закінчуються цеківками під кільця для ущільнення стику між апаратом та панелями або плитами, в яких нарізана різьба для монтажу штуцерів.

За номінальним тиском клапани бувають на 1; 2,5; 6,3; 10; 20 і 32МПа.

На рис.4.2 показаний *гідроклапан тиску* Г-54 різьбового приєднання. Від напірної гідролінії контролю через отвори 7, 8, 9 рідина підводиться в порожнини А і Б клапана. Якщо зусилля від тиску рідини, що діє на торець золотника в порожнині Б, буде більшим ніж сила пружини 4, то золотник підніметься і з'єднає порожнини А і В. В результаті в порожнині А і, отже, в зв'язаній з нею гідролінії, установиться тиск, настроєний пружиною. При падінні тиску золотник відтиснеться пружиною в крайнє нижнє положення. Для настроювання пружини на визначений тиск в ковпаку 3 установлений регулювальний гвинт 5. Рідина з пружинної порожнини витікає

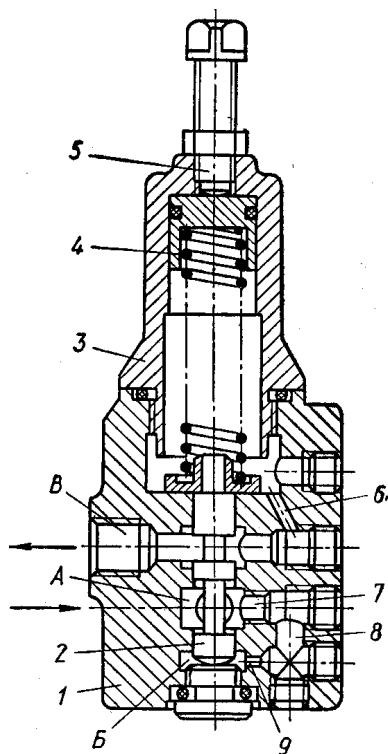


Рис. 4.2. Гідроклапан тиску типу Г-54

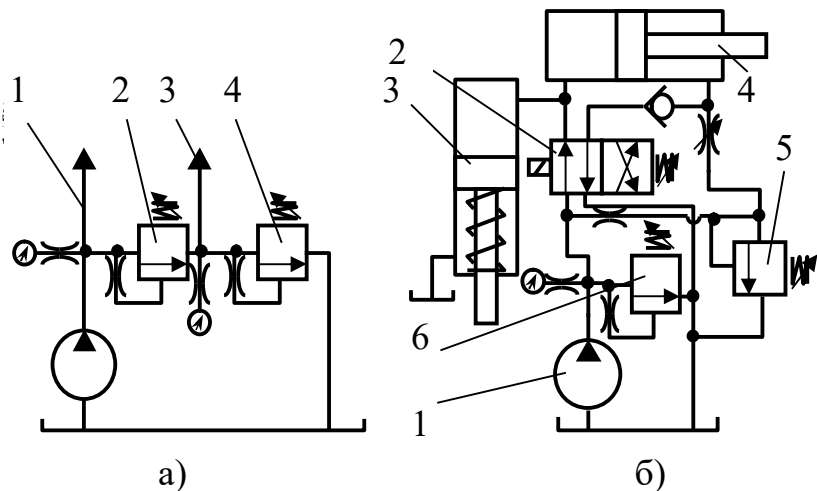


Рис. 4.3. Типові схеми застосування гідроклапанів тиску

через отвори 6 корпусу 1.

В схемі на рис. 4.3, а гідроклапан тиску 4 використовується як переливний клапан і служить для підтримання визначеного тиску робочої рідини в лінії 3, а клапан 2 – як регульний клапан різниці тисків, який забезпечує підвищення тиску в лінії 1 над тиском в лінії 3 на певну величину, що визначається настроюванням його пружини.

Клапан тиску 6 забезпечує в гідросистемі на рис. 4.3, б блокування по тиску. Робоча рідина від насоса 1 через розподільник 2 надходить в гідроциліндри затискання 3 і подачі 4, однак першим починає рух поршень гідроциліндра 3, тоді як гідроциліндра 4 – лише після відкриття клапана 5. Гідроклапан 6 захищає систему від перевантаження.

*Запобіжні клапани непрямої дії* (ТУ2-053-1-48 – 85) складаються з таких основних деталей та вузлів (рис.4.4): корпусу 4, переливного золотника 5, пружини 9, допоміжного клапана 13, а у виконанні з електричним керуванням розвантаженням – клапана-пілота (на схемі не показаний). Робоча рідина з напірної лінії підводиться в порожнину б клапана і відвод-

иться з нього в зливну лінію через отвір 2. Порожнина 6 каналом 2 з'єднана з порожниною 1 і через малий отвір 7 – з порожниною 10, звідки рідина через клапан 13 може надходити в зливну лінію по каналу 11. Якщо тиск в гідросистемі не перевищує тиску настройки клапана (регулюється гвинтом 15, який стискає пружину 14), останній закритий, тиски в торцевих порожнинах золотника 13 однакові, і золотник, притиснутий пружиною 9 до свого конусного сідла, роз'єднує напірну і зливну лінії. Коли зусилля від тиску рідини на конус 12 допоміжного клапана перевищує зусилля його пружини, конус відходить від сідла, і рідина в невеликій кількості з порожнини 6 по каналах 7, 11 проходить в зливну лінію. Внаслідок втрати тиску в отворі 7 тиск в порожнині 10 зменшується, і золотник зусиллям від тиску в порожнинах 6 і 1 переміщується вниз, стискаючи пружину 9 і з'єднуючи напірну лінію зі зливною. Переміщення золотника вниз відбувається до тих пір, поки зусилля від тиску в порожнинах 1 і 6 не зрівноважать зусилля в порожнині 10 і зусилля пружини 9, після чого тиск в порожнині 6 (в напірній лінії) автоматично підтримується постійним. Клапан може використовуватись для розвантаження системи від тиску. Якщо отвір 8 з'єднати з лінією злива, тиск в порожнині 10 впаде, і золотник 5 під дією невеликого тиску ( $\sim 0,3$  МПа) в порожнинах 1 і 6 опуститься, стискаючи порівняно слабку пружину 9 і з'єднуючи напірну і зливну лінії. При цьому робоча рідина, що подається насосом йде на злив.

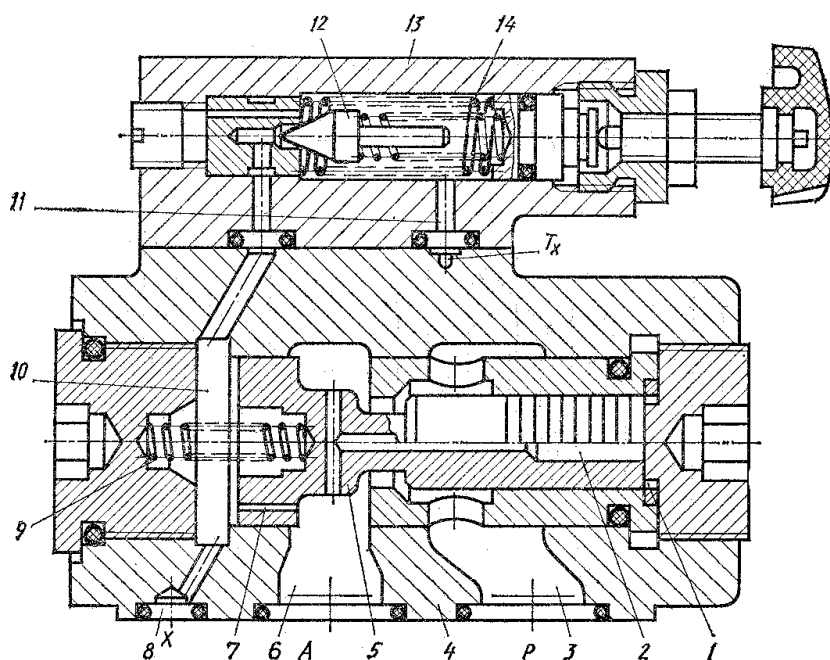


Рис. 4.4. Запобіжний клапан непрямої дії

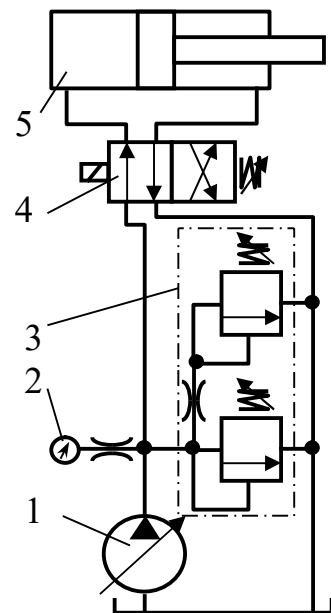


Рис. 4.5. Типова схема застосування запобіжного клапана непрямої дії

На рис. 5.5 показана одна з можливих схем застосування клапана. Робоча рідина від регульованого насоса 1 через розподільник 4 надходить в поршневу порожнину гідроциліндра 5, а з штокової витискується в бак. Тиск рідини виз-

начається навантаженням на гідроциліндрі і контролюється манометром 2. Запобіжний клапан 3 спрацьовує при перевантаженні.

Редукційні клапани непрямої дії (ТУ2 – 053 - 747 – 85) подібні описаним вище запобіжним клапанам (див. рис. 4.4), вони складаються з тих самих деталей (за винятком золотника і корпусу) однак робоча рідина з напірної лінії Р підводиться в отвір 3 і далі через дроселювальну щілину між гільзою корпусу і робочою кромкою золотника надходить в порожнину 6, зв'язану з відводною лінією А, в якій підтримується понижений редукційний тиск  $p_{ред}$ . Злив робочої рідини з допоміжного клапана виведений окремою лінією Т<sub>х</sub>. При роботі апарата робоча рідина в невеликій кількості (1 - 2 л/хв) постійно тече з порожнини 6 через малий отвір 7, допоміжний клапан 13 і отвір 11 в лінію зливу (потік керування). При цьому тиск в порожнині 10, що підтримується клапаном 13, буде нижче тиску в порожнинах 1 і 6 на величину втрат в отворі 7. Наявність різниці тисків на торцевих поверхнях золотника 5, створює осьове зусилля, що зміщує золотник ліворуч і стискає пружину 9. Золотник робочою кромкою дроселює потік рідини, що надходить з напірної лінії в порожнину 6, внаслідок чого тиск у відвідній лінії понижується у порівнянні з тиском в напірній лінії. Потрібна величина  $p_{ред}$  настраюється клапаном 12. Випадкові зміни  $p_{ред}$  викликають переміщення золотника 5 в напрямку зменшення помилки; при зростанні тиску збільшуються витрати робочої рідини через отвір 7 і втрати тиску в ньому, в результаті чого золотник додатково зміщується ліворуч, прикриваючи дроселювальну щілину; при зменшенні тиску пружина 9 зміщує золотник праворуч, зменшуючи дроселювання основного потоку. Оскільки потік керування постійно проходить з

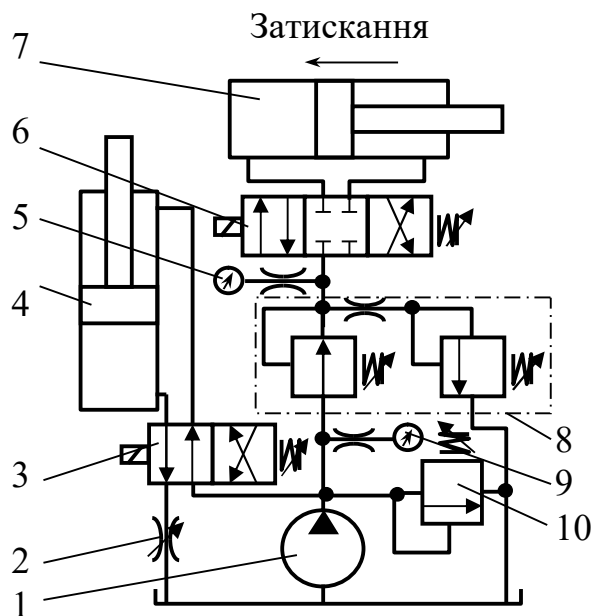


Рис. 4.6. Типова схема застосування редукційного клапана непрямої дії

лінії Р через дроселювальну щілину, отвір 7 і клапан 13 в лінію Т<sub>х</sub>,  $p_{ред}$  автоматично підтримується приблизно постійним на всьому діапазоні витрат (від 0 до  $Q_{ном}$ ). Якщо за допомогою спеціального розподільника отвір 8 (лінія керування Х), з'єднати зі зливною лінією,  $p_{ред}$  падає до мінімальної величини.

На рис. 4.6 подана одна зі схем застосування клапана в затискувальних пристроях. В даній системі робоча рідина від насоса 1 під тиском настроювання клапана 10 (контролюється манометром 9) через розподільник 3 надходить в гідроциліндр 4, швидкість якого регулюється дроселем 2, і через розподільник 6 – в гідроциліндр з-

атискання, тиск в якому визначається настроюванням редукційного клапана 8 (контролюється манометром 5).

#### 4.2. Дроселі і регулятори витрат

Для керування витратами робочої рідини застосовують гідравлічні дроселі і регулятори витрат.

*Гідродроселями* називають пристрої, призначені для створення опору потоку рідини. За принципом дії розрізняють дроселі в'язкісного та інерційного опорів, а за способом

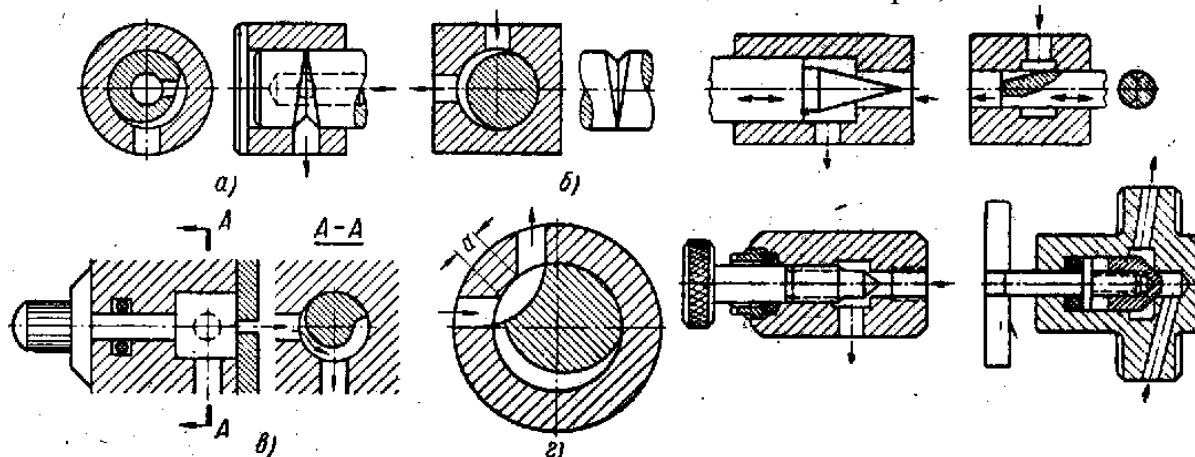


Рис. 4.7. Дроселі поворотного типу

Рис. 4.8. Дроселі вентильного типу

керування – регульовані і нерегульовані.

В гідросистемах низького та середнього тиску (до 5 МПа) розповсюджені дроселі типу поворотного крана (рис. 4.7, а – в) і типу запірних вентелів (рис. 4.8). В автоматичних системах часто вимагається забезпечити точно квадратичну залежність витрат рідини через крановий дросель від кута повороту його пробки, що досягається виконанням профілю дроселювальної щілини в поворотній пробці за архімедовою спіраллю (рис. 4.7,г). Для забезпечення стабільності витрат при зміні в'язкості рідини необхідно зменшувати ширину премички *а*.

Типові схеми установки дроселів: на вході, на виході і паралельно гідродвигуну розглянуті і описані в підрозд. 4.10 (див. також рис. 2.24).

*Регулятори витрат* це комбінація дроселя з регулятором, що підтримує постійний перепад тиску на щілині дроселювання і призначені для усунення або зменшення нерівномірності витрат при дроселюванні. Щоб знизити вплив температури робочої рідини на установлені витрати, кромки щілини дроселювання виконують гострими. Основною вимогою до регуляторів витрат є: підтримання невеликого ( $\sim 0,2 - 0,3$  МПа) і постійного перепаду тисків на дроселюючій щілині для отримання мінімальних витрат при мінімальній площині щілини. Різні модифікації регуляторів витрат можуть додатково виконувати функції запобіжного клапана непрямої дії; мати вбудований зворотний клапан; комплектуватись зворотним клапаном і

механічно керованим розподільником, який дозволяє реалізувати цикл руху: швидке підведення – робоча подача – швидке відведення (з регулюванням швидкості швидкого відведення).

*Подільники потоку* застосовують для розділення потоку робочої рідини на дві рівні (або нерівні) частини з метою синхронізації руху гідродвигунів незалежно від навантажень, які діють на них.

Дроселі і регулятори витрат, що застосовують у верстатобудівництві, мають діаметри умовних проходів 10, 16, 20 і 32 мм. Регулятори витрат типів Г55-1 і Г55-2 мають *різьбове виконання по приєднанню*, решта – *стикове*, типу МПГ з міжнародними приєднувальними розмірами або типу ПГ. Регулятори витрат із запобіжним клапаном мають *виконання за номінальним тиском* до 6,3; 10 і 20 МПа (розроблене виконання до 32 МПа).

*Регулятори витрат Г55-2 (ТУ78-125 – 78) і регулятори витрат Г55-1 (ТУ78-124 – 78) із запобіжним клапаном* застосовують у випадках, коли з конструктивних міркувань бажано мати кут повороту лімба 180° або *різьбове приєднання апарата до гідросистеми*. Вони включають гідродросель і приєднаний до нього послідовно або паралельно редукційний клапан, який забезпечує постійність перепаду тисків на дроселі, а отже, і витрат рідини через апарат при перемінах тиску. Регулятори витрат Г55-2 (рис.4.9, а) складаються з корпусу 7, кришки 1, дроселя 13, золотника 6 регулятора, пружини 5, лімба 2 зі шкалою 4, контргайки 3, пробок, ущільнень і кріпильних деталей. Робоча рідина з напірної лінії через отвір 8 надходить в порожнину 9 регулятора і далі через щілину між робочою кромкою золотника 6 і корпусом 7, отвір 10 і щілину 12 в дроселі 13 відводит-

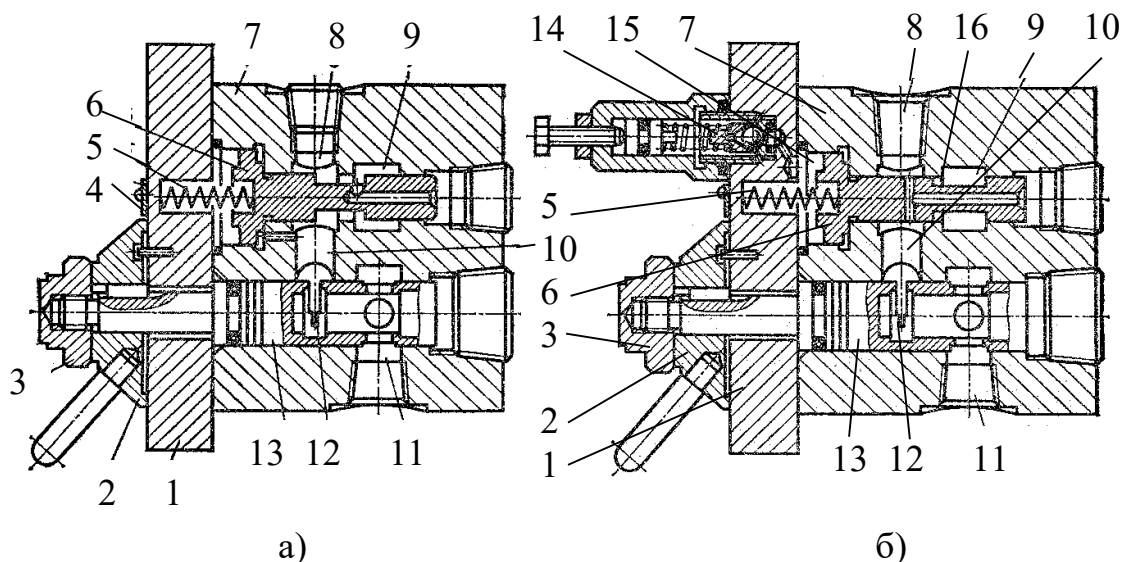


Рис. 4.9. Регулятори витрат: а) – типу Г55-2; б) – типу Г55 – 1

ься в гідросистему через отвір 11.

Постійність витрат досягається тим, що золотник клапана знаходиться під впливом редукованого тиску, тиску у відповідній магістралі і зусилля пружини. При даному напрямку руху рідини між порожнинами 9 і 10 ств-

орюється перепад тиску. Якщо тиск в порожнині 9 зміниться, це обумовить миттєву зміну тиску і в порожнині 10, внаслідок чого золотник 6 почне переміщуватись, змінюючи опір прохідної щілини до тих пір, поки тиск в порожнині 10 не буде відповідати настроєному пружиною. Підвищення тиску в порожнині 9 обумовить переміщення золотника 6 ліворуч, зменшення - праворуч. У випадку зміни тиску в порожнині 11 рівновага золотника 6 також порушиться. Якщо даний тиск підвищиться, то, впливаючи сумісно з пружиною на лівий торець золотника, примусить його переміститись праворуч, що, в свою чергу, збільшить тиск в порожнині 10 за рахунок зростання живого перерізу (зменшення опору) прохідної щілини золотника. Зменшення тиску в порожнині 11 приведе до переміщення золотника 6 ліворуч. Коливальний рух золотника 6 буде продовжуватись до тих пір, поки він не займе таке положення відносно корпусу пристрою, при якому забезпечиться постійність перепаду на дроселі 12.

Регулятори витрат Г55-1 (рис. 4.9, б) мають іншу конструкцію золотника, їх додатково комплектують запобіжним клапаном 14, підключеним до лівої торцевої порожнини золотника 6. Робоча рідина з напірної гідролінії надходить в порожнину 10, а з останньої через щілину дроселя - в порожнину 11 відводу. Порожнина 10 з'єднана системою каналів з порожниною запобіжного клапана, а кільцевим отвором 16 - з порожниною 9. Порожнина 11 через демпфер (на схемі непоказаний) з'єднується з порожниною 15. Таким чином, на клапан 6 одночасно діють зусилля, що створюються тисками в напірній гідролінії і в лінії живлення гідродвигуна, а також сила пружини, прирощенням якої в процесі регулювання можна знехтувати. При цьому зміна тиску навантаження приведе до відповідної зміни тиску в порожнині 10, що забезпечується автоматично клапаном 6. Так, при підвищенні тиску клапан 6 зміститься праворуч, збільшить опір щіл-

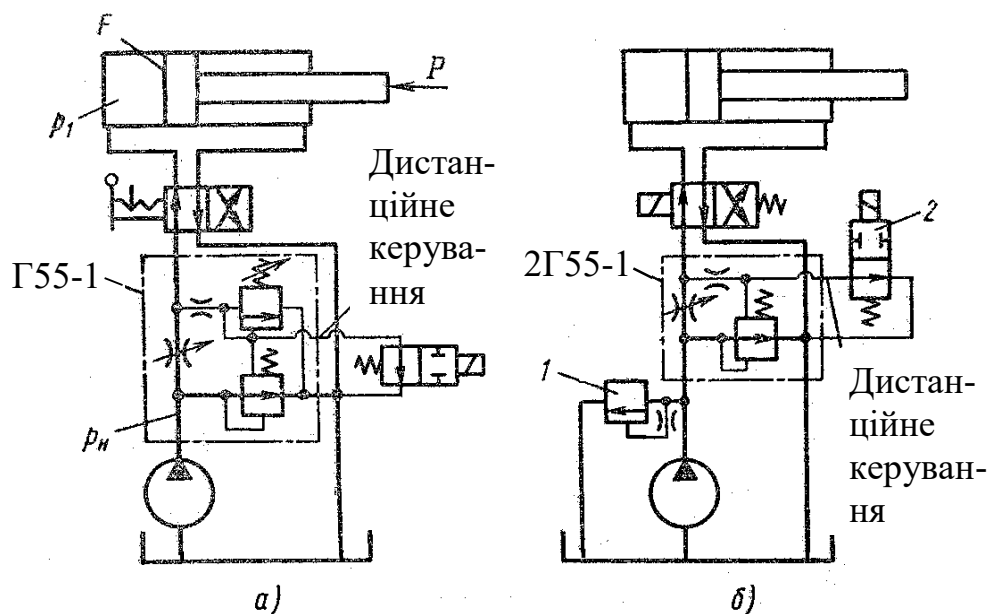


Рис. 4.10. Типові схеми застосування регуляторів витрат типу Г55-1 (а) і 2Г55-1 (б)

ини 16 і тим самим підвищить тиск в порожнині 10. Якщо відповідний тиск досягне критичних значень, відкриється запобіжний шариковий клапан 14 і з'єднає порожнину 15 зі зливом. В результаті клапан 6 під дією тиску в напірній лінії переміститься ліворуч і почне скидати рідину на злив, розвантажуючи напірну лінію.

Регулятори обох типів мають отвори для дистанційного керування (на схемах не показані), яке дозволяє розвантажувати систему від тиску, наприклад, за допомогою розподільника з електрокеруванням (рис. 4.10, а) при виключеному електромагніті  $p_n \approx 0,9$  МПа.

З метою зменшення мінімально допустимого потоку робочої рідини розроблена модифікація типу 2Г55-1 без допоміжного клапана. Оскільки апарати 2Г55-1 не захищають систему від перевантажень повинен додатково установлюватись запобіжний клапан 1 (рис. 4.10, б); для розвантаження системи від тиску може використовуватись пілот 2.

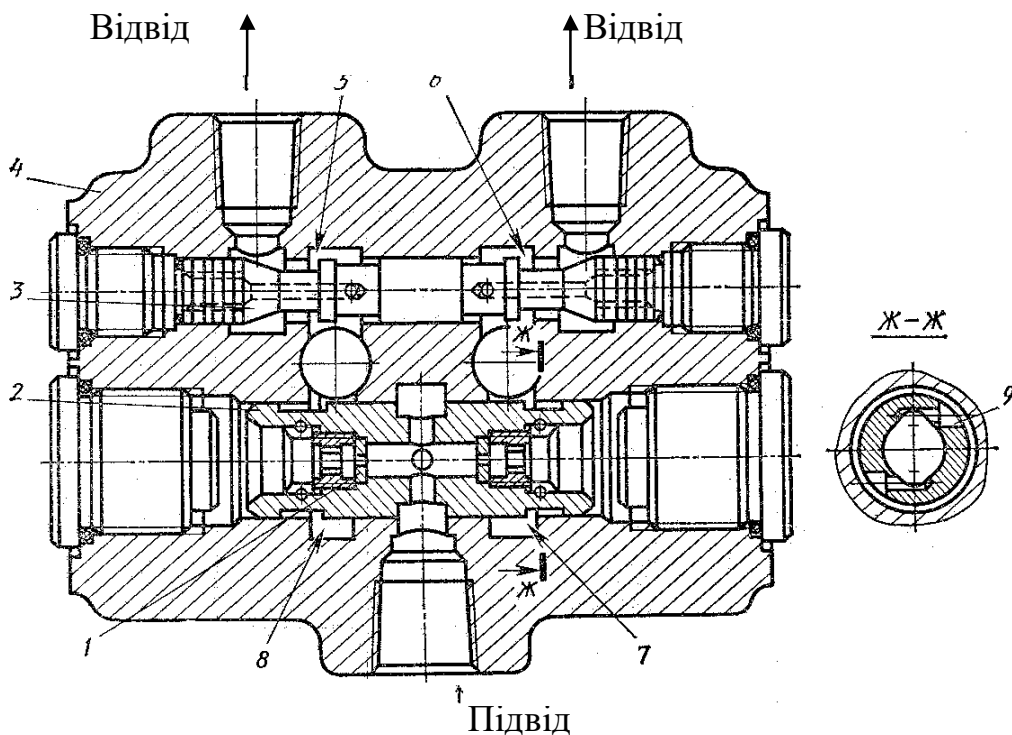


Рис. 4.11. Подільник потоку типу КД

Дільники потоку типу КД (рис. 5.11) складаються з корпусу 4, дільного золотника 2 зі змінними діафрагмами 1 (кожний типорозмір апарата комплектується трьома парами діафрагм, що забезпечують три настроювання), зрівнювального золотника 3 і пробок. При рівному тиску у відводах золотники 2 і 3 знаходяться у середніх положеннях, перепади тисків на діафрагмах однакові і потік робочої рідини з підвідного отвору ділиться на дві рівні частини і надходить у відвідні лінії. Якщо тиск в одній з відвідних ліній (наприклад, в правій) збільшується, зростає тиск в правій торцевій порожнині золотника 2. Останній зміщується ліворуч, збільшуючи опір дроселювальної щілини 5 і зменшуючи опір щілини 6 до тих пір,



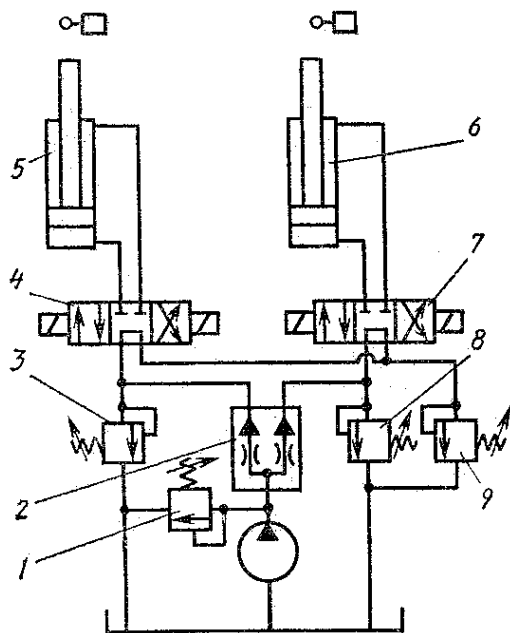


Рис. 4.12. Типова схема застосування подільника потоку типу КД

кове (С) приєднання.

В схемі на рис. 4.12 подільник потоку 2 забезпечує синхронний рух гідроциліндрів 5 і 6 в обидві сторони. При включених магнітних розподільниках 4 і 7 насос частково розвантажується. При перемиканні розподільників праворуч гідроциліндри синхронно піднімаються, однак внаслідок помилки ділення потоку один з гідроциліндрів (наприклад, 6) перший підійде до упору. При цьому подільник перекриє потік робочої рідини, що надходить в гідроциліндр 5 і останній також зупиниться, тиск в системі буде зростати, відкриється клапан 8 і перепустить частину потоку рідини у бак, забезпечуючи можливість зміщення штока гідроциліндра 5 до упору. Кінцеві вимикачі дають сигнал на реверсування руху. Перепускні клапани 3 і 8 настроюються на тиск, що перевищує робочий, однак нижчий тиску настроювання запобіжного клапана 1. Підпірний клапан 9 виключає можливість опускання гідроциліндрів під дією сили тяжіння. Перемикаючи один з розподільників, можна забезпечити незалежний рух відповідного гідроциліндра.

### 4.3. Гідропанелі

В гідросистемах верстатів, що випускаються великими серіями, а також в гідравлічних механізмах, які реалізують типові цикли робочих органів, в ряді випадків замість уніфікованих апаратів доцільно застосовувати гідропанелі цільового призначення, які в одному корпусі можуть містити напрямні і регулювальні апарати. Для скорочення витрат потужності, живлення верстатних гідроприводів часто здійснюється від двох насосів, які автоматично перемикаються в залежності від витрат робочої рідини,

поки тиски на виході з діафрагм 1 не стануть знов рівними, причому можливі помилки компенсуються за рахунок додаткового осьового зміщення золотника 2, що змінює дроселювання потоку в щілинах 7 і 8. Оскільки дільний ступінь працює при незначній різниці тисків у відводах і тертя виключається шляхом обертання золотника 2 під дією потоку робочої рідини, що проходить через тангенціальні отвори 9, забезпечується висока точність ділення. Установкою діафрагм з різними прохідними перерізами досягається ділення потоку на нерівні частини. Модифікація КДК має вбудовані зворотні клапани, що з'єднують відвідні лінії з лінією підводу. Подільники потоку мають різьбове або сти-

що споживаються гідроприводом в той чи інший момент циклу обробки, причому робочий тиск може одночасно змінюватись або залишатись постійним. Якщо тиск змінюється, застосовують розподільні гідропанелі типу Г53-2, які під час швидких переміщень (понижений тиск) подають робочу рідину в гідросистему від двох насосів, при зростанні тиску до величини настроювання клапана низького тиску, розвантажують насос низького тиску, а в гідросистему подається рідина тільки від насоса високого тиску. Клапан високого тиску захищає гідросистему від перевантажень. Гідропанелі можуть також забезпечувати дистанційне розвантаження насоса низького тиску або обох насосів. В гідроприводах, що працюють з постійним тиском, в яких необхідне автоматичне перемикання подач насосів (звичайно у відношенні 1 : 2 : 3) у відповідності із витратами робочої рідини, що споживається в той чи інший момент циклу обробки, застосовують панелі автоматичного перемикання насосів типу Г33-1.

У верстатах зі зворотно-поступальним рухом робочих органів гідропривод забезпечує реверс руху (з можливістю регулювання прискорення і пауз), настроювання швидкості і ходу, зупинку руху з мінімальним перебігом, керування роботою додаткових механізмів (подачі, блокування і інших), а також розвантаження насоса. Застосування з цією метою уніфікованої гідроапаратури недоцільно, оскільки при цьому необхідно використовувати 10 - 12 апаратів, розташованих в зоні обслуговування верстатів.

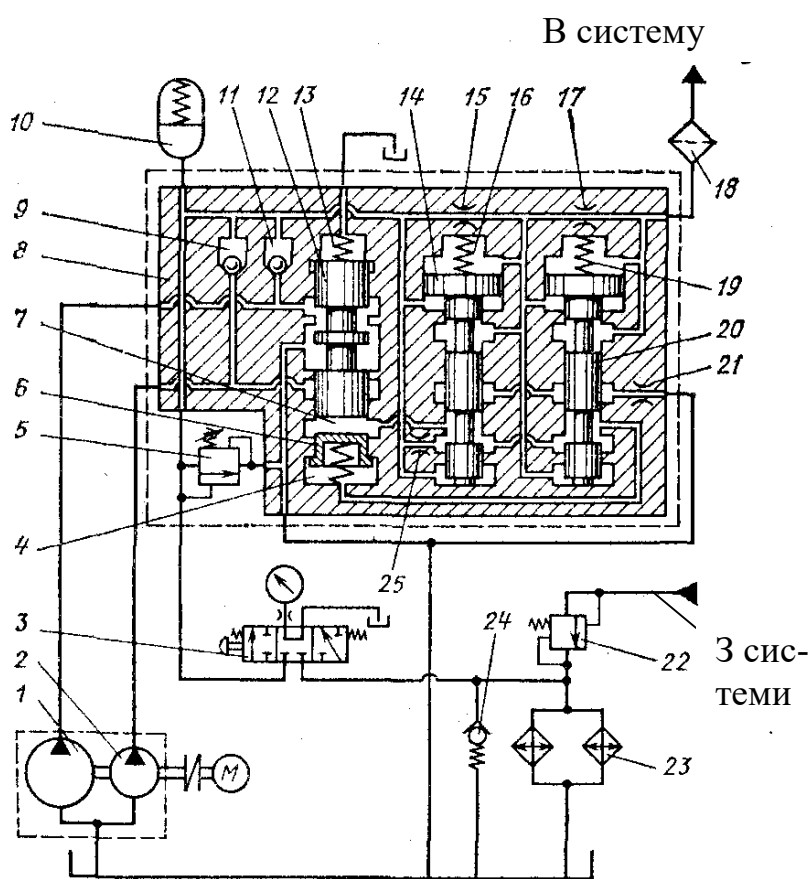


Рис. 5.13. Гідропанель типу Г33-1

ВШПГ-35, для стругальних і добувальних - Г31-26.

Для регулювання швидкості переміщення робочих органів верстатів, в яких вимагається шляхове перемикання зі швидкого підведення на одну або дві робочі подачі, що настроюються заздалегідь, а також дистанційне шляхове керування додатковими гідравлічними механізмами (зміни схеми вмикання гідроциліндра, величини підпору, блокувань і т.п.), розр-

облені гідропанелі шляхового керування перемиканням швидкості типу ПГЗ6-1.

Гідропанелі автоматичного перемикання насосів типу ГЗ3-1 (ТУ2-053-1763 - 85) містять розташовані в корпусі розподільник 12 (рис.5.13), керувальні золотники 14 і 20, поршень 6, зворотні клапани 9 і 11 і дроселі (втулки з каліброваними отворами) 15 і 17; зверху на корпусі установлений гідроклапан тиску 5. Робоча рідина, що подається двопотокним пластинчастим насосом, надходить в гідропанель 8, звідки частково проходить в гідросистему через фільтр 18 і частково зливається в бак через клапан 5 і розподільник 12. Останній має три фіксованих положення, що визначаються тиском робочої рідини в його порожнинах керування 4 і 7. При витратах рідини в гідросистемі, які не перевищують 0,85 - 0,9 від подачі малого насоса 2, золотники 14 і 20 під дією пружин 16 і 19 встановлюються в нижнє положення. Порожнини 4 і 7 через дросель 25 з'єднуються з напірною лінією, а розподільник 12 під дією тиску робочої рідини піднімається догори. В цьому випадку робоча рідина в гідросистему подається тільки малим насосом 2 через зворотний клапан 9, дроселі 15, 17 і фільтр 18, а робоча рідина від великого насоса 1 вільно зливається в бак через розподільник 12, причому зворотний клапан 11 зачинений тиском робочої рідини в напірній лінії. Зростання споживання робочої рідини гідросистемою приводить до збільшення перепаду тисків на дроселі 15 (прохідний переріз його підібраний таким чином, що при витратах 0,85 - 0,9 від подачі малого насоса перепад тисків сягає 0,2 МПа), внаслідок чого піднімається догори золотник 14, стискаючи пружину 16. В результаті порожнина 7 через проточки золотника 14 і дросель 21 з'єднується з баком, і пружина 13 опускає розподільник 12 до упору в поршень 6, тобто встановлює його в середнє положення, при якому робоча рідина від малого насоса 2 вільно зливається в бак, а рідина від великого насоса 1 через клапан 11, проточки золотника 14 (в обхід дроселя 15), дросель 17 і фільтр 18 надходить в гідросистему. Тиском рідини зворотний клапан 9 зачиняється. Перепад тисків на дроселі 17 сягає 0,2 МПа, при витратах, що споживаються гідросистемою рівних 0,85 - 0,9 від подачі великого насоса. В цьому випадку піднімається догори золотник 20, порожнина 4 з'єднується з баком, і розподільник 12 під дією пружини 13 опускається в крайнє нижнє положення. Робоча рідина, що подається насосами 1 і 2, через клапани 11 і 9, проточки золотників 14 і 20, фільтр 18 надходить до гідросистеми. При зменшенні витрат рідини, що споживається гідросистемою, спрацьовування механізмів відбувається у зворотній послідовності. Рідина, яка зливається з гідросистеми, проходить в бак через підпірний клапан 22 і радіатори повітряного охолодження 23, захищені клапаном 24. Тиск в напірній і зливній лініях контролюється манометром, підключеним через перемикач 3. Пружинний гідроаккумулятор 10 служить для зменшення коливань тиску в гідросистемі в моменти перемикання насосів. Пристрої 1, 2, 3, 10, 18, 22, 23, 24 встановлені поза панеллю.

## 5. Допоміжні елементи гідроприводів

### 5.1. Пристрої для очищення робочої рідини

При дотриманні необхідних вимог до чистоти гідросистеми вдається підвищити її надійність і зменшити експлуатаційні витрати в середньому на 50%. Підвищення тонкості фільтрації робочої рідини в гідросистемі з 25 до 5 мкм збільшує ресурс насосів в 10 разів і гідроапаратури - в 5 - 7 разів [8]. Однак фільтрація або інші засоби очищення забезпечують найбільший ефект лише при комплексному дотриманні вимог по типах робочих рідин, які застосовуються, правилах їх зберігання і транспортування, якості очищення і герметизації гідросистем, регламентах їх експлуатації [20].

В залежності від умов експлуатації і якості робочої рідини її довговічність коливається в межах 0,5 - 20 тис. год [20]. Нагрів рідини вище 60°C і присутність вологи активізують окисні процеси, в результаті яких виділяються смоли і лаки, що викликають засмічення малих отворів і залипання рухомих частин гідроагрегатів. Відпрацьована робоча рідина може застосовуватись повторно, якщо після регенерації кількість вологи і механічних домішок знаходиться в межах, допустимих для свіжої робочої рідини, зміна в'язкості при 50°C не перевищує +2,4 мм<sup>2</sup>/с (сСт), кислотного числа + 10% і зольності +0,01 %.

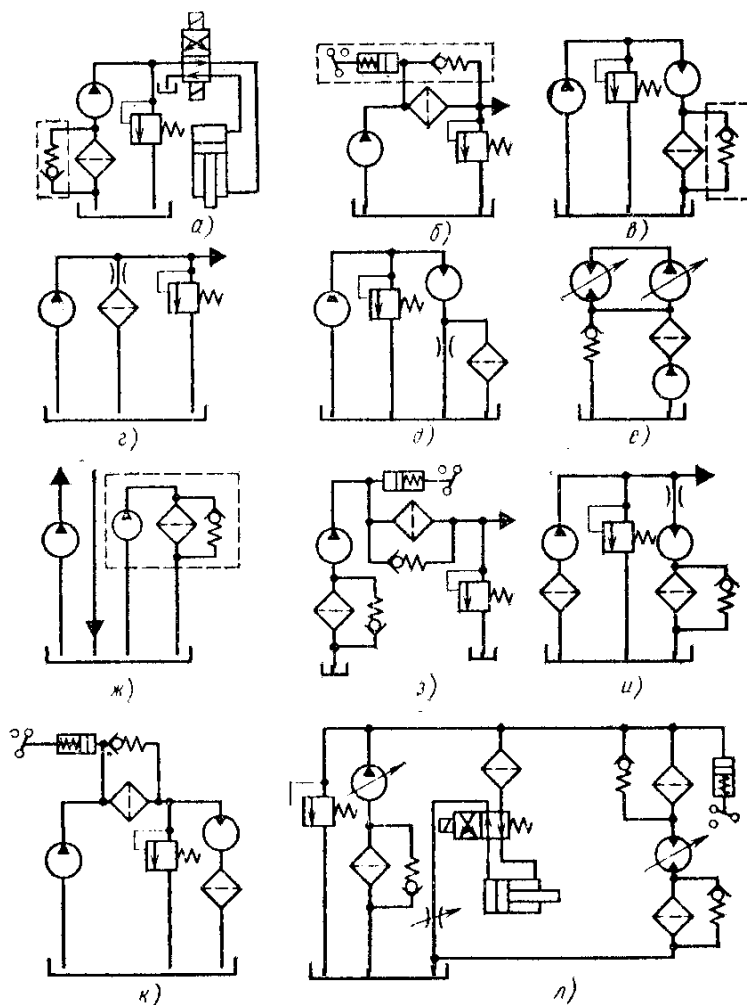


Рис. 5.1. Схеми установки фільтрів в гідросистемах

Фільтри забезпечують в процесі експлуатації гідропривода необхідну чистоту робочої рідини, працюючи в режимах повнопоточної (рис.6.1, а - в) або пропорційної (г - ж) фільтрації у всмоктувальній, напірній або у зливній магістралях гідросистеми. Фільтри можуть оснащуватись засобами візуальної або електричної індикації забрудненості, а також перепускним клапаном. Наявність останнього дозволяє захищати фільтроелемент від руйнування, однак

часто приводить до небезпечної помилки - впевненості експлуатаційників в чистоті гідросистеми в той час, як фільтр практично не працює. Оскільки фільтр ефективно захищає лише елемент гідросистеми, установлений безпосередньо після нього (решта елементів захищені частково), схеми фільтрації звичайно містять комбінацію фільтрів, що встановлюються в різних лініях гідросистеми: всмоктувальній і напірній (рис. 6.1, з); всмоктувальній і зливній (и); напірній і зливній (к); всмоктувальній, напірній і зливній (л).

Перепускна спроможність повнопоточних напірних і зливних фільтрів, що рекомендується - не менш 1/3 об'єму гідробака за хвилину. Коли через фільтр може проходити додатковий потік робочої рідини (від акумулятора, при роботі диференційного гідроциліндра і т.п.), перепускна спроможність повинна відповідно збільшуватись.

Розрізняють *абсолютну* та *номінальну* тонкості фільтрації. Перша характеризує мінімальний розмір забруднювальних частинок, які повністю затримуються фільтром, а друга - розмір частинок, затримуваних на 90%. У вітчизняній практиці фільтри оцінюють лише за номінальною тонкістю фільтрації. Розрізняють фільтри грубої, нормальної, тонкої і особливо тонкої фільтрації [12]. Фільтри грубої фільтрації очищують рідину від частинок більших ніж 100 мкм, фільтри нормальної фільтрації - від частинок більших 10 мкм, тонкої - від частинок більших 5 мкм і особливо тонкої - від частинок більших 1 мкм. Очисні пристрої характеризуються також коефіцієнтом очищення  $K_{\mu} = (1 - n_2 / n_1) 100\%$ , де  $n_1, n_2$  - число частинок заданого розміру ( $\mu$ ) відповідно до і після пристрою. Найчастіше користуються показником номінальної тонкості фільтрації. В залежності від форми фільтруючих отворів улавлювачів розрізняють щілинні, сітчасті і пористі фільтри.

*Прийомні (всмоктувальні) фільтри*, працюючи, як правило, в режимі повнопоточної фільтрації, запобігають попаданню в насос порівняно крупних частинок, а в решту елементів гідросистеми - більш дрібних частинок, що є продуктами руйнування частинок в насосі і в інших вузлах гідропривода. Оскільки прийомні фільтри погіршують умови всмоктування насосів, перепад тисків на фільтроелементі не повинен перевищувати 0,018 - 0,02МПа. Слід віддавати перевагу прийомним фільтрам типу ФВСМ з показником забрудненості (тонкість фільтрації) 80 мкм.

Для забезпечення безкавітаційної роботи насоса необхідно витримувати умову

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \pm \gamma h / 10^6 \leq 0,02 \text{ МПа,}$$

де  $\Delta p_1$  - втрати тиску на прямих ділянках всмоктувальної лінії, МПа;  $\Delta p_2$  - втрати тиску в місцевих опорах;  $\Delta p_3$  - втрати тиску на фільтрі;  $\gamma$  - питома вага рідини;  $h$  - висота всмоктування (знак "+", якщо насос розташований над баком).

*Зливні фільтри* дозволяють забезпечити тонку фільтрацію робочої рідини; вони достатньо компактні, можуть вбудовуватись в баки, однак в ряді випадків створюють небажане підвищення тиску підпору у зливній лінії. При застосуванні зливних фільтрів зростають вимоги до герметичності баків. Хороша якість фільтрації може бути досягнена при поєднуванні прийомного (80 або 160 мкм) і зливного (10 або 25 мкм) фільтрів.

*Напірні фільтри* забезпечують повнопоточну фільтрацію у випадку їх установки перед запобіжним клапаном (див. рис. 5.1, б). Їх застосування доцільно також для захисту високочутливих до засмічення елементів гідросистеми (л). Оскільки вимагається забезпечити достатню міцність корпусу, ці фільтри більш металомісткі, а також порівняно дорогі. В гідроприводах із замкненою циркуляцією потік робочої рідини, що циркулює між насосом і гідродвигуном, різко змінюється в циклі роботи обладнання, причому середня величина потоку може бути незначною. В цих випадках найбільш ефективно застосовувати пропорційну фільтрацію з фільтром в напірній лінії насоса підживлення (е). Якщо у відповідності з циклом роботи верстата насос вмикається лише короткочасно (або застосовується регульований насос), найбільш ефективно використання автономного очисного агрегата, що діє безперервно (ж), причому потік, що фільтрується при необхідності може перепускатись через маслоохолоджувач.

*Повітряні і заливні фільтри* запобігають забрудненню баків насосних установок. При роботі гідросистеми рівень робочої рідини в баках змінюється в результаті функціонування гідродвигунів з різними робочими площинами, акумуляторів і т.п., тому відповідні об'єми повітря всмоктуються в баки. Для запобігання попаданню в робочу рідину пилу і інших забруднень ззовні внутрішні порожнини гідробаків повинні сполучатись з атмосферою тільки через повітряні фільтри (сапуни) з тонкістю фільтрації не гіршою тонкості основного фільтра гідросистеми. Сапуни виготовляються або у вигляді окремого вузла, або суміщеними із заливними фільтрами. Оскільки заливні фільтри не можуть забезпечити достатньо тонкої фільтрації робочої рідини (внаслідок обмежень за площею сітки і перепаду тисків), слід віддавати перевагу заповненню гідробаків робочою рідиною за допомогою заправних станцій.

До *сепараторів* відносять пристрої, в яких для видалення з рідини забруднювальних частинок використовується ефект магнітних, електростатичних, гравітаційних, відцентрових сил, а також сил міжмолекулярного впливу і поверхневої активності матеріалів.

*Магнітні фільтри і очищувачі* застосовуються для затримання металевих частинок (звичайно це продукти зносу гідроагрегатів). Магнітні патрони і уловлювачі устанавливаються, як правило, в отворах перегородок баків, що поділяють всмоктувальний і зливний відсіки, де швидкість плинину робочої рідини  $\leq 1$  см/с.

Розглянемо конструкцію і роботу *щільного* пластинчастого фільтра (рис. 6.2, а), який складається зі стакана 4, кришки 3 і осі 2 із закріпленням

фільтруючим елементом 5. Фільтруючий елемент виконаний у вигляді набору основних і проміжних пластин, зібраних на осі таким чином, щоб між кожною парою основних пластин утворювалась кільцева щілина шириною, яка дорівнює товщині проміжної пластини. Робоча рідина надходить у фільтр через отвір А і далі через щілини у внутрішню порожнину фільтруючого елемента. Очищена рідина виходить через отвір Б. Фільтр затримує забруднювальні частинки розмірами 80 - 125 мкм. Фільтруючий елемент

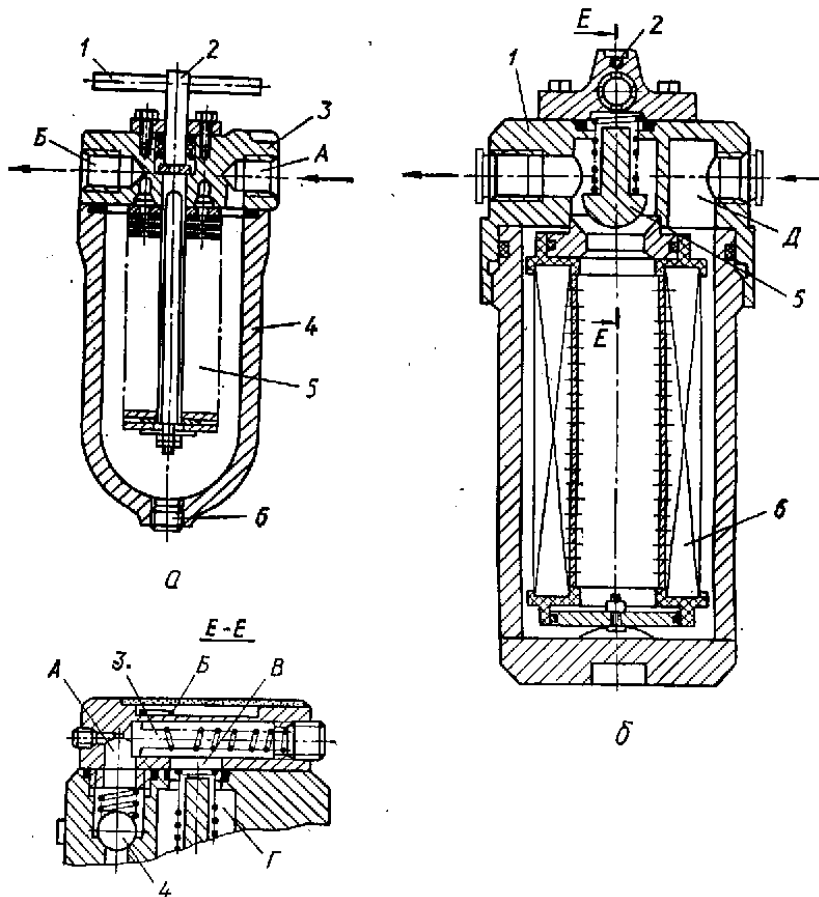


Рис. 5.2. Фільтри: а - пластинчастий; б - сітчастий

очищують, повертаючи вісь 2 рукояткою 1. При цьому осаджені в щілинах частинки видаляються спеціальними плоскими скребачками. Далі відгвинчують пробку 6 і, прокачуючи рідину через отвір Б, видаляють бруд.

До фільтра зі змінним сітчастим фільтруючим елементом (рис. 5.2, б) рідина підводиться через отвір в корпусі 1 в порожнину Д, звідки її потік, після проходження фільтруючого елемента 6, піднімає клапан 5, надходить в порожнину Г і далі через отвір в корпусі до споживачів. Якщо тиск на фільтруючому елементі зростає внаслідок його засмічення або підвищення витрат, відкривається перепускний клапан 4 і частина загального потоку рідини, минаючи фільтроелемент, надходить в канал А, переміщує магніт-золотник 3 і через отвір В йде в порожнину Г і далі на вихід з фільтра. Під впливом магнітного поля магніта золотника рухається магніт-показчик 2. Зміщення торця Б магніта-показчика в межі шкали, пофарбованої в червоний колір, показує на початок перепускання робочої рідини мимо фільтруючого елемента. Якщо ж через фільтр проходить номінальний для даної конструкції потік рідини, то зміщення магніта-показчика відображає ступень забруднення фільтра. Забруднений фільтруючий елемент слід замінити або промити. Сітчасті фільтруючі елементи виготовляють з металевих сіток саржевого або квадратного плетіння зі стороною чарунок на

просвіт 0,04 - 0,25 мкм, які і визначають тонкість фільтрації. В якості фільтроелементів використовують керамічні, металокерамічні, паперові і текстильні матеріали. Керамічні і металокерамічні елементи після очищення використовують повторно.

Гідроочишувачі підвищують надійність і довговічність гідравлічного привода. З іншого боку, фільтр - пасивний опір потоку рідини. Тому, застосовуючи ті чи інші схеми гідроочищення і обираючи місце для установки очищувачів, слід намагатись максимально скоротити втрати енергії на них.

## 5.2. Апарати і прилади для контролю тиску

До даної групи пристроїв відносяться реле тиску, манометри і перемикачі для них. Реле тиску контролюють рівень тиску робочої рідини в гідросистемі, подаючи електричний сигнал при підвищенні або зниженні тиску (у порівнянні із величиною, на яку настроєне реле). Манометри служать для візуального контролю тиску. Якщо манометр підключений напряму, коливання тиску і гідравлічні удари швидко виводять його з ладу, тому між манометром і гідролінією доцільно установлювати демпфери і спеціальні перемикачі, що з'єднують манометр з гідролінією тільки в моменти вимірювання тиску. Застосування багатопозиційних перемикачів дозволяє одним манометром контролювати тиски у декількох лініях гідросистеми.

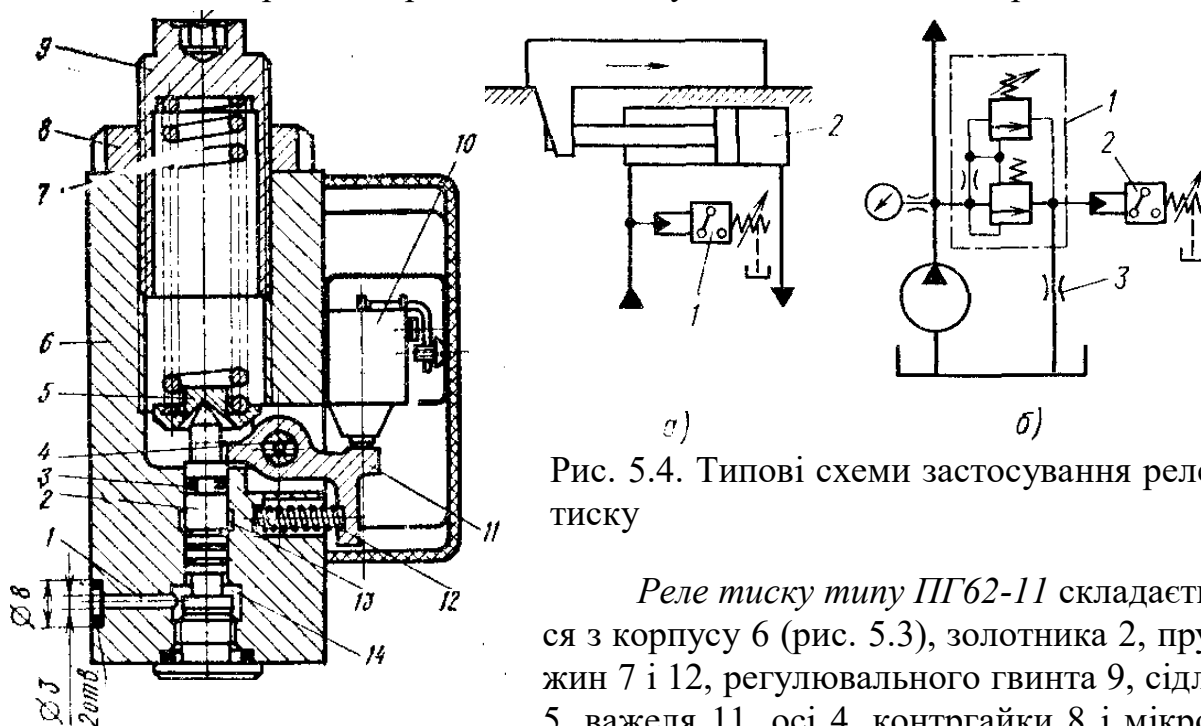


Рис. 5.3. Реле тиску типу ПГ62-11

Рис. 5.4. Типові схеми застосування реле тиску

Реле тиску типу ПГ62-11 складається з корпусу 6 (рис. 5.3), золотника 2, пружин 7 і 12, регульовального гвинта 9, сідла 5, важеля 11, осі 4, контргайки 8 і мікроперемикача 10. Робоча рідина з контрольованої лінії підводиться у порожнину 14 через отвір 1. При підвищенні тиску в гідросистемі до величини, яка визначається настроюванням пружини 7, золотник 2 піднімається і повертає важіль 11, що звільняє кнопку мікроперемикача. Останній видає сигнал в систему керування. При зменшенні тиску золотник 2 опускається, і пружина 12, повертаючи важіль 11, забезпечує зво-



ротне спрацьовування мікроперемикача. Витоки по золотнику відводяться у дренажну лінію через проточку 13. Для підвищення чутливості реле, може демонтуватись кільце ущільнення 3, однак при цьому можливі зовнішні витоки робочої рідини. Модифікація реле ПГ62-31 додатково забезпечує подачу пневматичного сигналу малого тиску в пневмосистему керування.

Типові схема застосування реле тиску подані на рис. 6.4. При наявності перевантаження в механізмі подачі (див. рис. 5.4, а) реле тиску 1, підключене до робочої порожнини гідроциліндра 2, забезпечує вмикання червоної сигнальної лампи на пульті керування. Якщо тиск в напірній лінії більший за величину на яку розраховане реле, останнє може підключатись до зливної лінії запобіжного клапана 1 (рис. 5.4, б).

Манометри в якості чутливого елемента найчастіше мають трубку Бурдона (рис. 5.5). Під дією тиску тонкостінна трубка 1 розпрямляється, повертаючи через тягу 6 і зубчастий сектор 5 зубчасте колесо 2, жорстко зв'язане зі стрілкою 4. Остання переміщується відносно шкали 3 з рисками, відповідними тиску у контрольованій лінії гідросистеми. Робоча рідина в трубку 1 підводиться через штуцер 7.

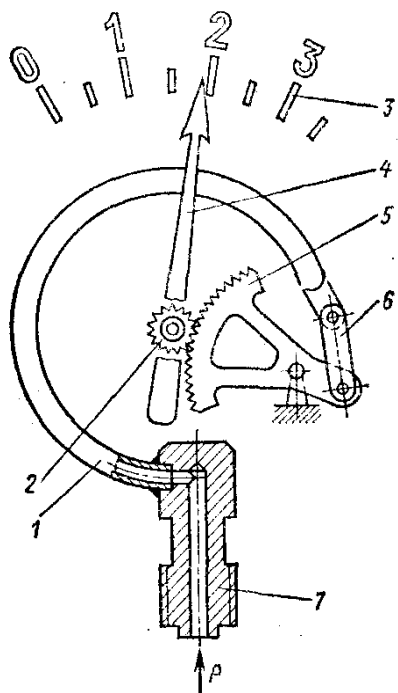


Рис. 6.5. Схема дії манометрів

У відповідності із ГОСТ 2405-80 манометри мають класи точності 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5 або 4. Клас точності

$$K = \Delta \cdot 100 / P,$$

де  $\Delta$  - допустима помилка вимірювання;  
 $P$  - верхня межа вимірювань тиску манометра.

Манометри за ГОСТ 8625-77 розрізняються також за верхньою межею вимірювань тиску і за діаметром корпусу. Для вимірювання тиску у всмоктувальних лініях насосів випускаються мановакууметри за ГОСТ 8625 - 77 з діаметрами корпусів 60; 100; 160 і 250 мм, класами точності 0,6; 1; 1,5; 2,5 або 4, та верхніми межами вимірювань надлишкового тиску 0,15; 0,3; 0,5; 0,9; 1,5; і 2,4 МПа і вакууметричного 0,1 МПа. Для перевірки технічних манометрів застосовують зразкові прилади за ГОСТ 652-72.

При експлуатації манометрів робочий тиск не повинен перевищувати  $\frac{3}{4}$  верхньої межі вимірювань. Категорично забороняється навантажувати манометри тиском, що перевищує верхню межу вимірювань, а також різко збільшувати і скидати тиск.

### 5.3. Ущільнення

Ущільнення верстатних гідроприводів повинні бути достатньо герметичними, надійними, зручними для монтажу, створювати мінімальний рівень тертя, мати невеликі розміри, низьку вартість і сумісність з робочим середовищем [21, 22].

Кільця гумові ущільнювальні круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 відрізняються простотою конструкції, мінімальними розмірами, можливістю герметизації радіального з'єднання незалежно від напрямку дії тиску, широкою універсальністю, низькою вартістю, хорошою герметичністю. Їх недоліком є обмежена довговічність роботи в рухомих з'єднаннях. Робочі температури:  $-60 \div +200$  °С (для гуми групи 2:  $-50 \div +100$  °С і групи 4:  $30 \div +120$  °С), тиски, що ущільнюються: до 50 МПа в нерухомих з'єднаннях і до 32 МПа - в рухомих; швидкість переміщення: до 0,5 м/с. Гарантійний термін експлуатації кілець для нерухомих з'єднань з гуми групи 4 при тиску до 32 МПа і температурі 25 °С складає 7 років (при температурі 50 і 70 °С - 8500 і 1800 год. відповідно); з гуми групи 2 - 6 років (при температурі 50 і 70 °С - 3700 і 720 год відповідно). Термін зберігання: 9 - 10 років. Кільця (рис. 5.6, а) характеризуються внутрішнім діаметром  $d_1$  і діаметром перерізу  $d_2$ . При монтажі кілець для ущільнення радіальних (б) рухомих або нерухомих з'єднань, а також торцевих (в) з'єднань розміри деталей, що з'єднуються (діаметр штока  $d_{шт}$ , гідроциліндра  $d_{ц}$ , глибина  $h$  цеківки) обираються такими, що кільце деформується і притискується до ущільнювальних поверхонь. Під дією тиску  $p$  (г) кільце може витискуватись в радіальний зазор  $\delta$ , тому при  $\delta > 0,02$  мм рекомендується установлювати захисні кільця (д) з фторопласта (товщина не менше 1 мм) або поліамідної смоли - в рухомих з'єднаннях (або при пульсуючому тиску) при  $p > 10$  МПа, а в нерухомих - при  $p > 20$  МПа. Сила тертя руху (Н) в рухомому з'єднанні [23]  $P_{тр} = q \pi D$ , де  $q$  - питома сила тертя, Н/мм (визначається в залежності від  $d_2$  за номограмами [10]);  $D$  - діаметр поверхні ущільнення, мм. Кільця мають дві групи точності (1 - для рухомих і 2 - для нерухомих з'єднань); їх можуть виготовляти з гум різних груп (ГОСТ 18829 - 73). При монтажі кільця слід запобігати його перекосам, скручуванням і механічним пошкодженням. Деталі повинні мати конусні заходні фаски під кутом 15 - 30° до напрямку руху. Перед монтажем кільця рекомендується змащувати.

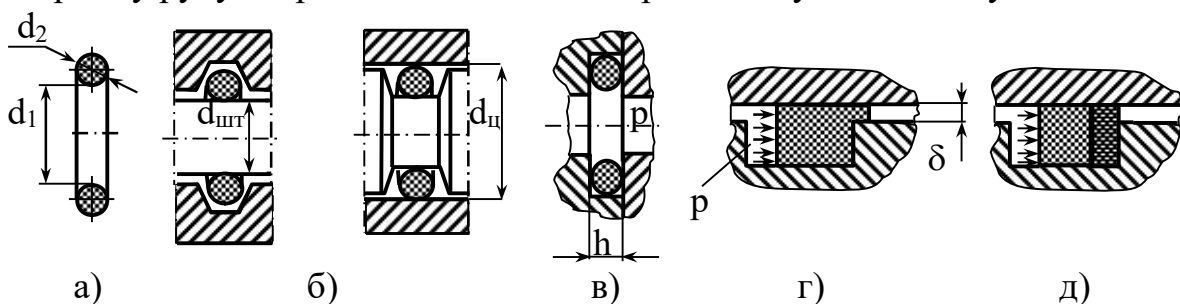


Рис. 5.6. Схема дії гумових ущільнювальних кілець за ГОСТ 9833 – 73

Ущільнення шевронні гумотканинні для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 2270 – 77 призначені для герметизації плунжерів, поршнів і штоків, що рухаються зворотно-поступально при тиску до 63 МПа, швидкості до 3 м/с і температурі – 50 ÷ + 100 °С (короткочасно - до 120 °С).

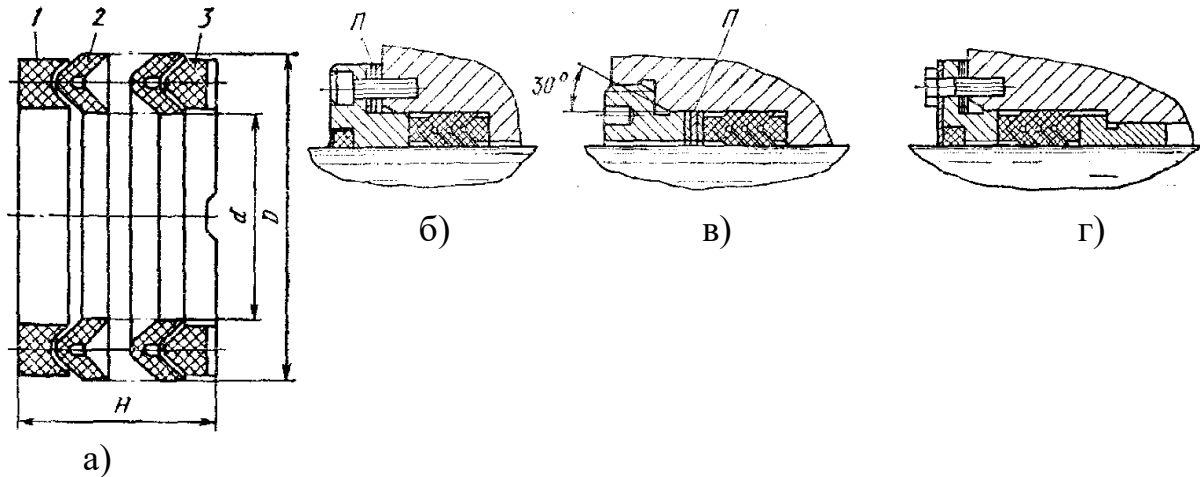


Рис. 5.7. Схема дії шевронних гумотканинних ущільнень за ГОСТ 22704-77

Ущільнення (рис. 5.7, а) складається з декількох манжет 2, натискного 1 і опорного 3 кілець. Розмір  $d$  відповідає діаметру штока, що ущільнюється,  $D$  – діаметру гідроциліндра, а розмір  $H$  залежить від числа  $n$  манжет в пакеті (при тисках до 6,3 МПа  $n = 3$ ; до 10 МПа  $n = 4$ ). При  $d \leq 100$  мм сила тертя манжет складає  $\sim 8\%$ , а при  $100 < d < 25$  мм –  $6\%$  зусилля, що розвивається гідроциліндром. Ущільнення виготовляють з гуми групи 1 (температура – 30 ÷ + 70 °С) або 2 (- 50 ÷ +100 °С). Для забезпечення герметичності пакет ущільнень стискають за допомогою фланця (рис. 5.7, б) або гвинта (в). Зусилля притискання може регулюватись прокладками П. Для центрування штока можуть застосовуватись бронзові або чавунні втулки (г). Шток і посадочні місця повинні мати західні фаски.

Манжети ущільнювальні гумові для гідравлічних пристроїв за ГОСТ

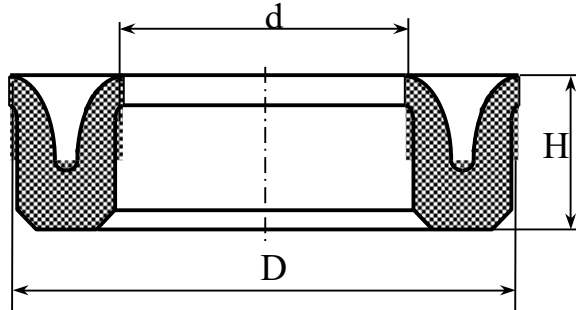


Рис. 6.8. Манжета ущільнювальна гумова за ГОСТ 14896 – 84

1-896 – 84 (рис. 5.8) призначені для ущільнення деталей гідроциліндрів, що переміщуються зі швидкістю до 0,5 м/с при тиску до 50 МПа, температурі: - 60 ÷ +200 °С, ході до 10 м і частоті спрацьовування до 0,5 Гц. В залежності від конструкції і робочого тиску манжети розділяються на три типи: 1 і 3 – тиск до 50 МПа; 2 - тиск до 32 МПа. Для роботи з мінеральними маслами застосовуються манжети, виготовлені з гум груп 0; 1;

2а; 2б і 4. Установлений термін зберігання манжет, виготовлених з гум

груп 0 і 1, - 4 роки; решти – 2 роки. Під час монтажу місця установки і поверхні тертя слід змастити тонким шаром густого мастильного матеріалу. Манжети з  $d > 76$  мм можуть монтуватись в закритих канавках поршня, причому їх короткочасне розтягання при монтажу повинне бути не більшим 25%. При тисках вищих 10 МПа слід застосовувати захисні кільця за ГОСТ 1896 – 84, а при підвищеній запиленості зовнішнього середовища брудоз'ємники. В гідросистемах повинні бути фільтри зі ступенем очищення не більше 50 мкм. Рухомі поверхні, що контактують з манжетами рекомендується термообробляти до твердості 47 HRC<sub>3</sub> з наступним хромуванням. Тиск робочої рідини повинен розтискати пелюстки манжети (рис.5.9). Гніздо і шток повинні мати заходні фаски. Манжети, вийняті з гнізда, звичайно повторно не використовують. Поверхню штока, що центрує, рекомендується розташовувати з боку, протилежного напрямку дії робочого тиску  $p$ , для усунення витискування манжети у зазор.

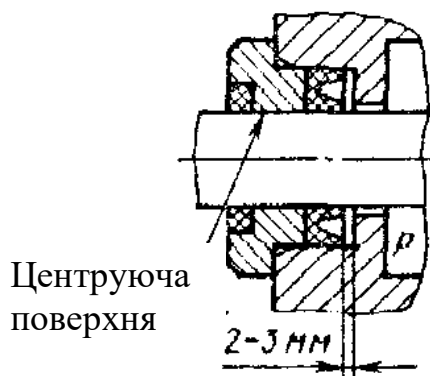


Рис. 5.9. Схема монтажу манжет за ГОСТ 14896-84

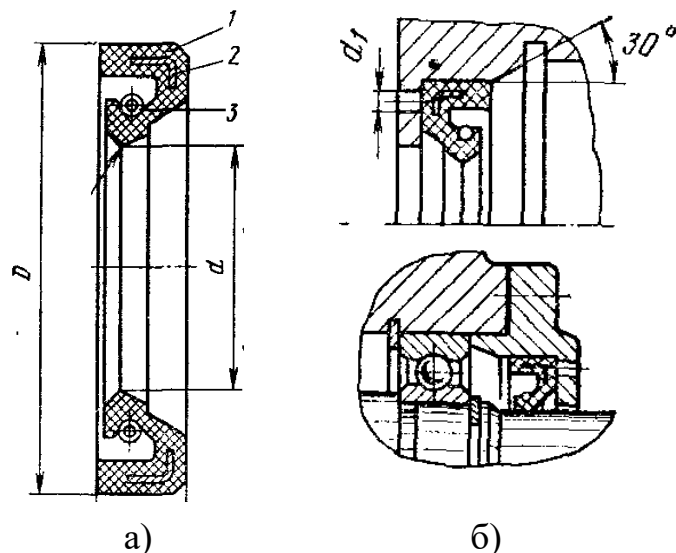


Рис. 5.10. Манжета за ГОСТ 8752-79 (а) і конструкції ущільнювальних вузлів (б), в яких вона використовується

Манжети армовані для валів за ГОСТ-8752 – 79 (рис. 5.10, а) служать для ущільнення валів, що працюють в робочій рідині

при надлишковому тиску до 0,05 МПа, швидкості до 20 м/с і температурі:  $- 45 \div + 150$  °С в залежності від групи гуми. Манжета складається з корпусу 1, каркаса 2 і пружини 3. Манжети виготовляються двох типів (I – однокромочні; II - однокромочні з пильником) і двох виконань (1 – з механічно обробленою кромкою; 2 – з формованою кромкою). Максимальна швидкість і тиск лімітуються нагрівом пелюстки манжети. Момент тертя (Н·см) [23]  $M_{тр} = 0,016 d^2 q$ , де  $d$  – діаметр вала, мм;  $q = (2 \div 5)$  Н/см – питома сила тертя (при  $d \leq 150$  мм і відсутності тиску). Витоки через манжети не перевищують 0,1 см<sup>3</sup>/год. Підвищені витоки можуть мати місце при пошкодженні пелюстки або робочої поверхні вала, наявності забруднень або в результаті биття вала. Для монтажу манжети необхідно передбачати заходні фаски (рис. 5.10, б). Отвори  $d_1$  служать для демонтажу

манжети. Через посадочне місце під манжету не повинні протягуватись деталі, що можуть його подрятати. Рекомендований параметр шорсткості поверхні  $Ra = 0,32$  мкм, твердість 49 – 53 HRC<sub>3</sub>; решта рекомендацій по монтажу аналогічні рекомендаціям для манжет за ГОСТ 14896 – 84.

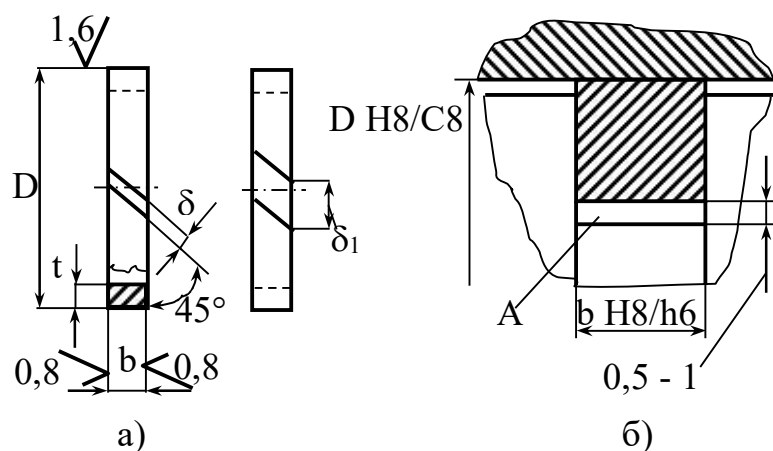


Рис. 6.11. Конструкція (а) і приклад установки (б) поршневих кілець за ОСТ2 А54-1 – 72

Кільця поршневі за ОСТ2 А54 - 1- 72 (рис.6.11, а) застосовуються для ущільнення поршнів гідроциліндрів, що працюють при зворотнопоступальному русі зі швидкістю до 7,5 м/с в гідросистемах з робочим тиском до 50 кПа. Кільця виготовляють з чавуну СЧ20 (ГОСТ 1412 - 85) і мають замок-проріз під кутом 45° до осі. У в-

ільному стані ширина замка дорівнює  $\delta_1$ , а при установці в гідроциліндр зазор  $\delta$  не перевищує декількох десятих частинок міліметра. Зазор необхідний для монтажу кільця в канавку поршня (рис. 6.11, б), а також компенсації помилок виготовлення гільзи гідроциліндра і теплових деформацій його деталей. Герметичність по діаметру  $D$  забезпечується пружністю кільця і тиском робочої рідини в порожнині А. Кільця мають більшу довговічність (8 – 10 років), незначні розміри, можуть працювати при наявності отворів або канавок на дзеркалі гідроциліндра. Сила тертя відносно невелика [23]:  $P_{тр} = \pi D b \mu (n p_k + p)$ , де  $D$  - діаметр поршня;  $b$  - ширина кільця;  $\mu = 0,07 \div 0,15$  - коефіцієнт тертя (збільшується при зменшенні швидкості руху);  $n$  - кількість кілець;  $p$  - тиск;  $p_k$  - контактний тиск поршневого кільця, який залежить від  $D$ . При застосуванні поршневих кілець зростають вимоги до точності обробки внутрішньої поверхні гідроциліндра (оскільки кільце не може компенсувати місцеві нерівності, при недостатній точності неминучі витіки робочої рідини через замок). При монтажу замки кожної пари сусідніх кілець розвертають один відносно одного на 180°.

#### 5.4. Трубопроводи

У верстатних гідроприводах застосовують сталеві безшовні холоднодеформовані труби за ГОСТ 8734 - 75, сталеві прецезійні труби за ГОСТ 9567 - 75, мідні труби за ГОСТ 612 - 72, алюмінієві труби за ГОСТ 18475-82, латунні труби за ГОСТ 494 - 76 і рукави високого тиску за ГОСТ 6286 - 73. З'єднання з мідних, алюмінієвих і латунних труб найчастіше застосовують в системах низького (до 2,5 МПа) тиску. Дані труби викори-

стовуються також для дренажних ліній, підключення манометрів, в ряді випадків - для ліній керування. Мідні труби легко монтується на верстаті, однак впродовж часу вони втрачають еластичність і можуть лопатись в результаті втомленості при вібраційних навантаженнях. Мідні труби легко піддаються механічним пошкодженням; вони прискорюють окисні процеси в робочих рідинах, скорочуючи термін їх служби. Для верстатів серійного виробництва мідь і латунь допускається застосовувати тільки для труб із зовнішнім діаметром не більше 8 мм. Труби монтують як за допомогою розбірних так і нерозбірних з'єднань.

*Нерозбірні з'єднання* зі спеціальними перехідними втулками (муфтами) (рис. 5.12, а) з паянням або зварюванням труб розповсюджені у трубопроводах, що не підлягають демонтажу. Використовують як прямий, так і косий (рис. 5.12, б) обріз втулки. Застосування нерозбірних з'єднань дозволяє значно (на 25 - 30%) зменшити вагу трубопроводу у порівнянні із розбірними з'єднаннями.

В ряді випадків замість муфти використовують роздачу кінця однієї з труб (рис. 5.12, в) на подвійну товщину стінки труби; довжина розтруба: 50- 60 мм. На рис. 6.12, г показана схема одного з можливих з'єднань труб паянням. Для монтажу трубопроводів використовують з'єднання з розвальцьовкою, шаровим ніпелем, кільцем що врізається, а також розбірні з'єднання для рукавів.

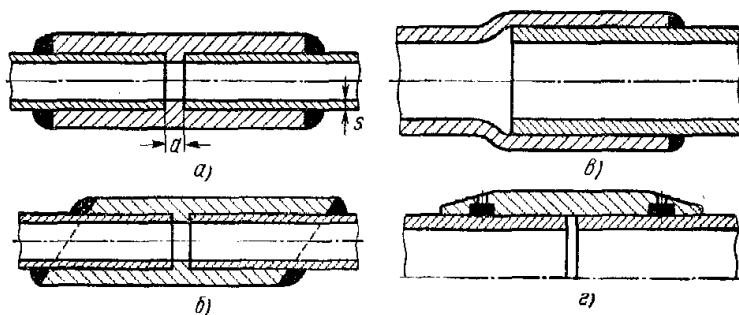


Рис. 5.12. Нерозбірні з'єднання труб

*Розбірні з'єднання.* Труби з внутрішнім діаметром більшим 40 мм звичайно з'єднують за допомогою круглих або квадратних фланців (рис.5.13). Ущільнення фланців здійснюється за допомогою м'яких (мідних

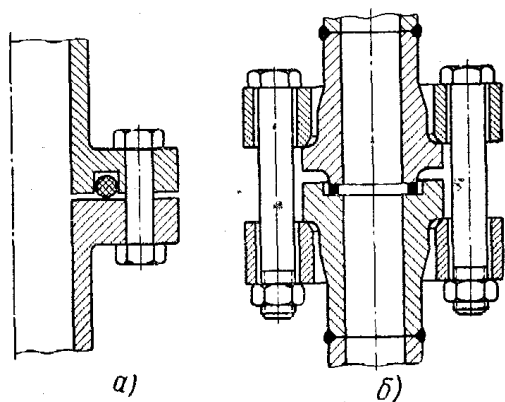


Рис. 5.13. Системи ущільнень фланцевих з'єднань труб за допомогою гумових кілець

або алюмінієвих) кілець (див. рис. 5.13, а), а також за допомогою ущільнювальних О - подібних і прямокутних гумових кілець (див. рис. 5.13,б).

Для проміжних з'єднань тонкостінних труб невеликих діаметрів (до 30- 35 мм), а також для приєднання їх до агрегатів гідросистем в основному застосовують арматуру під розвальцьовування труб (по зовнішньому конусу) (рис. 5. 14), які в цьому випадку повинні бути виготовленими з ковкого металу, що допускає розвальцьовування у холо-

дному стані. З'єднання з розвальцьовуванням труби відрізняються простою, але можуть бути рекомендованими для сталевих труб під тиском 20-30 МПа. Вони допускають при сталевій трубі і арматурі повторні демонтаж і монтаж без зниження міцносних характеристик і втрати герметичності, а також придатні для роботи в широкому діапазоні температур і тисків. При більш високих тисках (30 - 40 МПа) розповсюджено ніпельне (шарове з'єднання (рис. 5.15), яке доцільно також застосовувати в трубопроводах, що піддаються частому демонтажу.

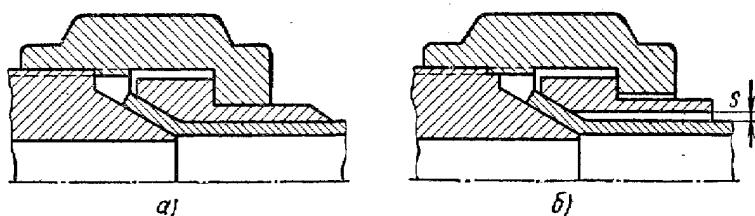


Рис. 5.14. Схеми з'єднання труб розвальцьовуванням

Для роботи в умовах високих температур використовується з'єднання, подане на рис.5.16. При затягуванні накидної гайки ніпель під дією конусної частини штуцера своїм гострим кінцем врізається в трубу, герметизуючи стик. Одночасно з тим ніпель випучується, створюючи контакт з внутрішньою конічною поверхнею штуцера. Дякуючи пружній дії ніпеля забезпечується щільний контакт з'єднання при температурних деформаціях. З'єднання придатне для роботи при тисках до 80- 100МПа. До його недоліків відносяться неможливість повторного монтажу, а також залежність утомленої міцності від температури.

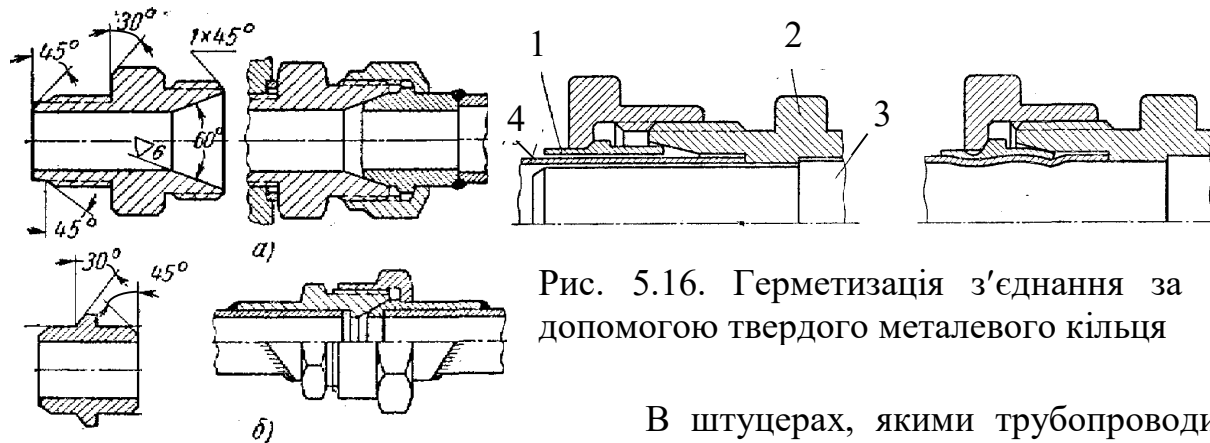


Рис. 5.15. Ніпельне (сферичне) з'єднання труб

Рис. 5.16. Герметизація з'єднання за допомогою твердого металевого кільця

В штуцерах, якими трубопроводи приєднуються до гідроагрегатів, застосовують циліндричну і конусну різьбу. Остання має переваги, оскільки не вимагає використання ущільнювальних прокладок. Однак при конусній різьбі важко забезпечити задане кутове положення штуцерів з відводами.

## 5.5. Гідробаки

Бак служить для розташування робочої рідини, що використовується в гідравлічній системі. Бак повинен бути сконструйований таким чином,

щоб в ньому забезпечувався відстій рідини; для цього циркуляція рідини в баці повинна бути зведена до мінімуму. Введення рідини в бак не повинно викликати спінювання і завихрення; для цього воно виконується нижче рівня рідини в баці. На каналі введення рекомендується установлювати сітчастий пристрій (рис. 5.17. а) для подрібнення струменя рідини. Розташування і конструкція бака повинні дозволяти легкий контроль рівня рідини і поповнення її. Для контролю кількості рідини рекомендуються показчики рівня. Бак повинен мати у верхній частині дренажний отвір діаметром 2- 5мм. Для усунення потрапляння в бак пилу разом із повітрям, що надходить до нього при змінах рівня рідини, дренажні отвори оснащуються повітряними фільтрами 1, які уловлюють механічні частинки (пил) і вологу.

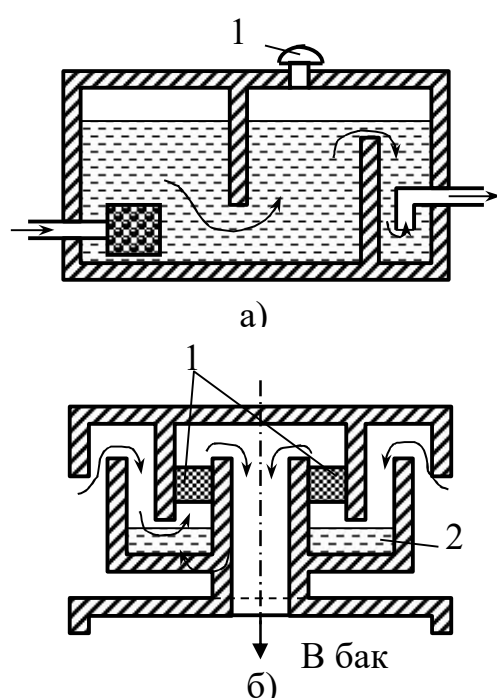


Рис. 5.17. Схеми баків

Більш удосконалим способом захисту бака від потрапляння пилу є застосування поряд із фільтрами 1 (рис. 5.17, б) рідинного пилоуловлювача. Кінці всіх труб, з'єднаних з баком, повинні знаходитись нижче мінімального рівня рідини 2 на величину не меншу трьох діаметрів труби. Зріз всмоктувальної труби насоса повинен знаходитись від днища бака на відстані не меншій двох діаметрів труби. Зливні магістралі приєднуються до спеціальних відсіків бака, віддалених від відсіків, з'єднаних зі всмоктувальними магістралями. Для покращення умов вилучення з рідини повітря необхідно всмоктувальну трубу відокремлювати від зливної, що забезпечується перегородками (див. рис. 5.17) з висотою, рівною 2/3 висоти мінімального рівня рідини в баці. Використовують перфоровані

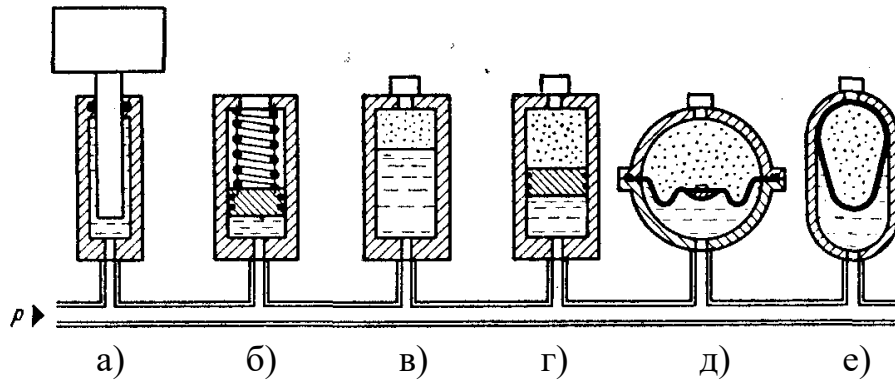
перегородки, які створюють рівномірну швидкість плинущої частини бака, дякуючи чому полегшується виділення пухирців повітря з рідини і опускання частинок бруду на дно бака. В стінку бака рекомендується укручувати магнітну пробку для усунування продуктів зносу сталевих деталей. Для охолодження рідини в баках часто розташовується радіатор, через який пропускається охолоджувальна рідина або повітря.

## 5.6. Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятор - це ємність, призначена для акумулювання енергії робочої рідини, що знаходиться під тиском (рис. 5.18). У вантажних гідроаккумуляторах (а) акумулювання і повернення енергії відбувається за рахунок зміни потенційної енергії вантажу, в пружинних (б) - за рахунок деформації пружини, в пневмогідролічних - внаслідок стискування і розширення газу, причому рідина може знаходитись в безпосередньому контакті



із газом (в) або відокремитись від нього в поршневому (г), мембранному (д) або балонному (е) пневмогідроакумуляторах. Балонні і мембранні гідроакумулятори менш інерційні і мають менші розміри і масу у порівнянні із поршневими, їх недолік - обмежений ресурс гумового роздільника середовищ.



Найчастіше гідроакумулятори застосовуються для накопичення гідравлічної енергії при повільних рухах робочих органів і отримання короточасних великих потоків робочої

Рис. 5.18. Конструктивні схеми гідроакумуляторів

рідини під тиском при прискорених переміщеннях. Це дозволяє зменшити подачу насоса, що живить гідросистему. В затискних механізмах гідроакумулятори можуть підтримувати тиск затискання при виключеному (або розвантаженому) насосі. Гідроакумулятори використовуються також для зменшення пульсацій тиску або виключення піків у перехідних режимах.

*Вантажний гідроакумулятор* (див. рис. 5.18, а) складається з циліндра із поршнем і вантажу, що діє на поршень. Громіздкість конструкції і необхідність точного витримування вертикального компонування циліндра – причини їх обмеженого застосування.

В *пружинному гідроакумуляторі* (див. рис. 5.18, б) поршень навантажується пружинами, тому тиск в порожнині циліндра змінюється в залежності від їх деформації:

$$p = P_{пр} / F = ch / F, \quad (5.1)$$

де  $P_{пр} = ch$  – зусилля, що розвивається пружиною;  $c$  – жорсткість пружини;  $h$  - стикання (хід) пружини.

Якщо призначені мінімальні  $p_{min}$  і максимальні  $p_{max}$  тиски, які повинна мати рідина в циліндрі, то пружину можна розрахувати за формулою

$$ch = (p_{max} - p_{min}) F. \quad (5.2)$$

Відповідно, максимальний об'єм рідини  $V_{max}$ , що накопичується в гідроакумуляторі,

$$V_{max} = Fh = (F^2 / c) (p_{max} - p_{min}). \quad (5.3)$$

Пневматичний гідроаккумулятор являє собою закритий посуд, заповнений стислим газом з деяким початковим тиском. При подачі в посуд рідини об'єм газової камери зменшується, а тиск газу і, отже, рідини збільшується. Конструкції пневмогідроаккумуляторів з безпосереднім контактом газу і рідини застосовують рідко, оскільки зі збільшенням тиску зростає розчинність повітря в рідині. Найбільш розповсюджені гідроаккумулятори з роздільниками газового і рідинного середовищ.

Поршневий пневмогідроаккумулятор складається зі сталюї гільзи 1, двох кришок 2 і поршня 3 (рис. 6.19, а). Кришки і поршень ущільнені гумовими 4 і захисними 5 кільцями, а також прямокутними ущільненнями 6. Кришки кріпляться до гільзи різними кільцями 7 і фланцями 8. Для надійної герметизації поршня на його зовнішній поверхні проточений паз Б, який при складанні заповнюється рідиною. Порожнина А приєднана до гідросистеми і є накопичувачем рідини. Порожнина В заповнюється (заряджається) газом через клапан 9 до тиску зарядки, який дорівнює мінімальному тиску рідини, що віддається гідроаккумулятором в систему. Накопичення рідини в порожнині А відбувається в період пауз робочих циклів

споживачів. При цьому рідина переміщує поршень 3 і стискає газ в порожнині В. Коли витрати рідини споживачами зростають і тиск в системі падає, рідина з гідроаккумулятора під тиском газу виштовхується в систему.

Розраховуючи пневмогідролічний акумулятор, визначають конструктивні розміри його ємностей, допустимий діапазон робочих тисків, а також напруги в небезпечних перерізах ємності.

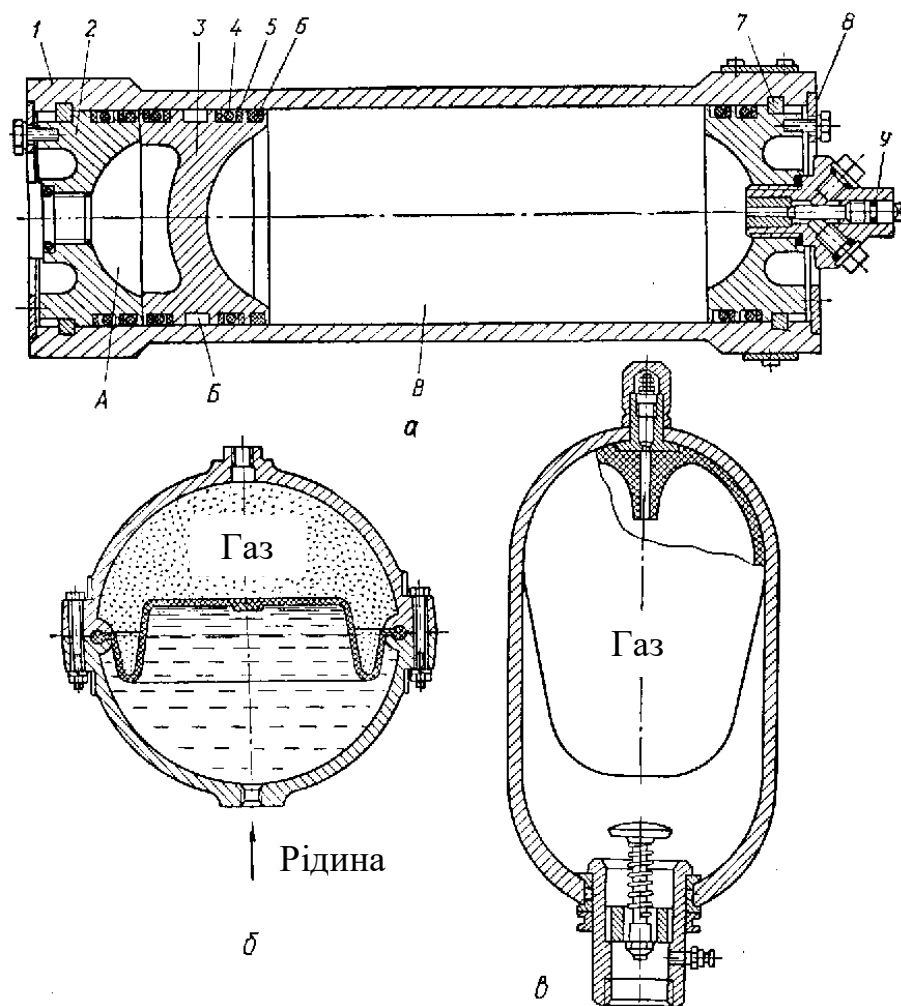


Рис. 6.19. Пневмогідроаккумулятори: а) – поршневий; б) – сферичний з мембранним розділювачем; в) – балонний з розділювачем

Корисний об'єм гідроаккумулятора (об'єм, що витискується при зміні тиску від  $p_{\max}$  до  $p_{\min}$ )

$$V = V_{\text{ном}} p_3 (1/p_{\min} - 1/p_{\max}), \quad 5.4)$$

де  $V_{\text{ном}}$  – номінальна місткість газової камери;  $p_3$  – тиск зарядки.

Як в поршневих, так і в мембранних (рис. 5.19, б) і балонних (рис. 5.19, в) пневмогідроаккумуляторах газові порожнини заряджають, як правило, азотом, що захищає металеві деталі агрегату від корозії, підвищує термін служби діафрагм та гумових ущільнень.

Недоліками поршневих гідроаккумуляторів є наявність сил тертя між поршнем та циліндром, а також можливість порушення герметичності газової камери.

## Літэратура

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. - К.: Техніка, 1977. - 320 с.
2. Справочник по гидравлике/ В.А.Большаков, Ю.М.Константинов и др. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 343 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
4. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: Машиностроение, 1974. - 607 с.
5. Моль Р. Гидропневмоавтоматика: Пер. с фр. - М.: Машиностроение, 1975. - 353 с.
6. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
7. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. - 512 с.
8. Справочник по гидравлике/ В.А.Большаков, Ю.М.Константинов и др. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 343 с.
9. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1979. - 336 с.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. - 424 с.
11. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
12. Машиностроительный гидропривод/ Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н.Прокофьев и др.; под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1978. - 495 с.
13. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1980. - 232 с.
14. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. - М.: Машиностроение, 1975. - 272 с.
15. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
16. Докукин А.В., Рогов А.Я, Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 288 с.
17. Дьячков Б.И. Высокмоментные моторы однократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 119 с.
18. Келлерман Ю.И. О синтезе пневматических систем управления, заданных на языке ЯРУС// Пневматика и гидравлика. - М., 1977. - Вып. 4. - С. 108-112.
19. Осецкий А.О. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. - В сб.: «Исследования в области металлорежущих станков». Вып. 4. М.: Машгиз, 1961. - С.112-117.
20. Великанов К.М., Решетихин Н.В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимо-

сти от мощности. - "Научно-технический информационный бюллетень", 1960, №4.

21. Зайченко И.З. Развитие автоматического гидропривода. - В сб. «Автоматизация привода и управления машин». М.: Наука, 1967.

22. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. - 288с.

23. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений/ В.Я.Скрицкий, В.М.Рябошапка, Р.Я.Каневский и др. М.: НИИмаш, 1982. - 112 с.

24. Овандер В.Б. Современные уплотнения гидропневмосистем металлообрабатывающего оборудования и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 44 с.

25. Электрогидравлические усилители мощности. Методические рекомендации. М.: Минстанкинпром, 1978. - 27 с.

26. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении/ А.Я.Оксененко, Ф.А.Наумчук, Ф.И.Гендельман и др. М.: НИИмаш, 1980. - 140 с.

27. Применение гидроаппаратуры с дистанционным пропорциональным управлением на базе линейных электромагнитов с электронными согласующими блоками/ А.Я.Оксененко, В.М.Резниченко, Б.И.Говзман и др. Под ред. П.З.Гуцевича. М.: НИИмаш, 1984. - 48 с.

28. Комплектные электрогидравлические шаговые приводы для станков и промышленных роботов/ Г.И.Каменецкий, А.К.Енгальчев, Л.С.Столбов и др. М.: ЭНИМС, 1984. - 68 с.

29. Столбов Л.С., Комаревская О.В. Линейные электрогидравлические приводы станков с ЧПУ и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 38 с.

30. Столбов Л.С., Комаревская О.В. Линейный электрогидравлический привод промышленных роботов// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195с.

31. Пересадько Ю.В. Точность синхронизации автоматических синфазных гидравлических систем// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. -К., 1981. - Вып. 17. - С. 43-49.

32. Машины вибрационного и виброударного действия/ Р.Д.Искович-Лотоцкий, И.Б.Матвеев, В.А.Крат.-К.: Техніка, 1982. - 208 с.

33. Севостьянов І.В. Синтез схем вібропресів для багатокomпонентного пресування заготовок// Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1998. - №1 (18). - С. 93 - 96.

34. Патент на винахід І2377 А, Україна МПК<sup>6</sup> F15B 21/12. Генератор імпульсів тиску. / Р.Д.Іскович-Лотоцький, Р.Р.Обертюх, І.В.Севостьянов, Д.М.Климчук (UA).- №94097057. Заявлено 26.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. №1.

35. Свешников В.К. Вращающиеся гидроцилиндры зажима патрона// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.

36. Каменецкий Г.И. Гидравлический привод автоматической смены инструмента// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.
37. Свешников В.К., Усов А.А. Гидроприводы оборудования для автоматизированных производств металлообработки. М.: ВНИИТЭМР, 1987. - 47 с.
38. Свешников В.К., Столбов Л.С., Усов А.А. Гидроприводы металло-режущих станков и промышленных роботов (манипуляторов). М.: НИИ-маш, 1983. - 45 с.
39. Яковенко В.В. и др. Адаптивная система управления тяжелыми универсальными токарными станками// Станки и инструмент. - 1978. - №2. - С. 11 - 12.
40. Анисимов А.А. и др. Станок для глубокого сверления с автоматической системой регулирования крутящего момента// Станки и инструмент. - 1979. - №4. - С. 9 - 10.
41. Зайченко И.З. и др. Адаптивная система разгрузки ползуна карусельного станка при обработке глубоких отверстий// Станки и инструмент. - №11. - 1978. - С. 13 - 15.
42. Воскресенский Л.А., Артемьев В.И. Повышение производительности шлицешлифования путем использования автоматической системы регулирования// Станки и инструмент. - 1973. - №3. - С. 27.
43. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
44. Комаревская О.В., Столбов Л.С. Практические расчеты гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1984. - 44 с.

Навчальне видання

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

## **Приводи автоматизованого устаткування**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Ч. II

Оригінал-макет підготовлено авторами

Редактор В.О.Дружиніна

Коректор З.В.Поліщук

Підписано до друку *4.06.02р.*

Формат 29,7x42 ¼ Гарнітура Times New Roman

Друк різнографічний Ум. друк. арк. *391*

Тираж 75 прим.

Зам. № *2002-152*

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі  
Вінницького державного технічного університету  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВДТУ, ГНК, 9-й поверх  
Тел. (0432) 44-01-59